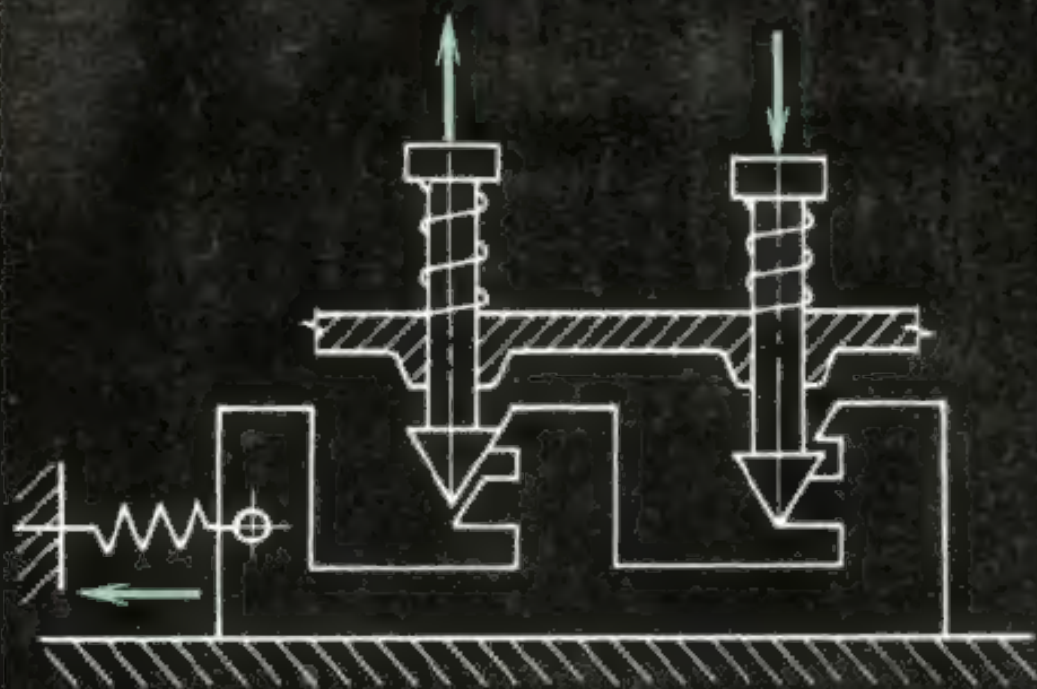


Stavba a provoz strojů III

Mechanismy

R. KALÍŽ – K. WEIGNER – J. SVOBODA

SNTL



ING. RUDOLF KRÍŽ
ING. KAREL WEIGNER
ING. JAROSLAV SVOBODA

Stavba a provoz strojů III

MECHANISMY

Schválilo ministerstvo školství ČSR dne 3. srpna 1977
čj. 22 539/77-211 jako učebníci pro 3. ročník středních
průmyslových škol strojnických

PRAHA 1979
SNTL – NAKLADATELSTVÍ
TECHNICKÉ LITERATURY

OBSAH

	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK	8
	PŘEDMLUVA	11
1	MECHANISMY	13
2	KINEMATICKÉ MECHANISMY	15
2.1	Části kinematických mechanismů	15
	2.1.1 Členy mechanismů	15
	2.1.2 Kinematické dvojice	17
	2.1.3 Kinematická schémata	17
2.2	Šroubové mechanismy	18
	2.2.1 Materiály a konstrukce	18
	2.2.2 Sílové poměry, účinnost	19
	2.2.3 Pevnostní výpočet	20
	2.2.4 Šroubový mechanismus s valivými tělisky	24
	2.2.5 Klínový mechanismus	25
2.3	Pákové mechanismy	28
2.4	Kloubové mechanismy	31
	2.4.1 Čtyřčleny	32
	2.4.2 Sílové poměry	32
	2.4.3 Rychlost a zrychlení	34
	2.4.4 Vyšetření trajektorie bodu čtyřčlenu	35
	2.4.5 Příklady kloubových mechanismů	37
2.5	Klíkový mechanismus	39
	2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu	40
	Pohybové poměry v klikovém mechanismu	40
	Sílové poměry v klikovém mechanismu	41
	2.5.2 Pisty a přísádkenství	45
	Pisty	45
	Pistní čepy	48
	Utěsnění pístů – pístní kroužky	50
	2.5.3 Utěsnění součástí s přímočarým vratným pohybem	51
	Ucpávky s měkkým těsnivem	51
	Ucpávky s kovovým těsnivem	51
	Manžetové ucpávky	52
	Komerové ucpávky	53
	2.5.4 Ojnice	54
	Materiál a konstrukce	54
	Pevnostní výpočet ojnice	55
	2.5.5 Klíkové hřídele	65
	2.5.6 Setrvačníky	69
	2.5.7 Výstředníkové mechanismy	71
	2.5.8 Montáž, údržba, opravy a provoz klikových mechanismů	72

2.6	Kulisové mechanismy	74
2.6.1	Kulisové mechanismy posuvné	76
2.6.2	Kulisové mechanismy kyvné	76
2.6.3	Kulisové mechanismy otáčivé	76
2.7	Vačkové mechanismy	78
2.7.1	Součásti vačkových mechanismů	80
2.7.2	Zaklady teorie vačkových mechanismů	80
	Zakony pohybu	80
2.7.3	Návrh vačkového ústrojí	82
2.7.4	Provoz vačkových mechanismů	85
2.8	Mechanismy s přerušovaným pohybem	86
2.8.1	Mřížkové mechanismy	87
2.8.2	Podávací mechanismy	89
2.8.3	Krokové mechanismy	94
2.9	Regulační a brzdící mechanismy	95
2.9.1	Rychlostní regulátory	95
	Odštědivé regulátory	95
	Regulátory s třením mezi tuhými tělesy	96
	Regulátory s kapalným třením	97
	Regulátory se vzduchovým třením	98
	Regulátory s působením vířivých proudů	99
2.9.2	Brzdící mechanismy	99
2.9.3	Tlumič mechanismy	100
	Vzduchové tlumiče	101
	Kapalinové tlumiče	101
	Indukční tlumení	102
3	TEKUTINOVÉ MECHANISMY	105
3.1	Grafické značky a schémata	106
3.2	Nositelé energie	106
3.3	Hydrostatické mechanismy	106
3.3.1	Kapaliny používané v hydraulických mechanismech	106
3.3.2	Princip a použití	107
3.3.3	Generátory hydraulické energie	108
	Zubové generátory	111
	Šroubové generátory	111
	Lamelové generátory	111
	Pístové generátory	112
3.3.4	Hydromotory	112
	Přímočaré hydromotory	112
	Rotační hydromotory	114
	Hydromotory s kyvným pohybem	115
3.3.5	Řídicí prvky a zařízení	116
	Prvky pro řízení tlaku tekutiny	117
	Prvky pro řízení průtoku tekutiny	117
	Prvky pro hrazení průtoku a rozvod tekutiny — rozváděče	119
3.3.6	Pomocná zařízení a příslušenství	122
	Nádrže na kapalinu	122
	Čističe	122
	Akumulátory	122
	Multiplikátory	123

3.3.7	Obvody hydrostatických mechanismů	125
	Hydraulické agregáty	125
	Použití hydrostatických obvodů	126
	Navrhování obvodů hydrostatických mechanismů	128
3.3.8	Obsaha a údržba hydraulických zařízení	130
3.4	Pneumatické mechanismy	130
3.4.1	Stlačený vzduch	130
3.4.2	Princip a použití	132
3.4.3	Prvky pneumatických mechanismů	132
	Ventily	134
3.4.4	Použití pneumatických mechanismů	135
3.5	Hydraulicko-pneumatické mechanismy	136
3.6	Servomechanismy	139
3.6.1	Princip a použití	139
3.6.2	Hydraulické pohony	140
3.6.3	Pneumatické pohony	141
3.7	Hydrodynamické mechanismy	141
	DOPORUČENÁ LITERATURA A NORMY	146
	POUŽITÁ LITERATURA	150
	SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ	152
	ČESKO-RUSKÝ-ANGLICKÝ-NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ	155
	REJSTŘÍK	161

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
A	Práce	J
C	Güldnerova konstanta	
D	Průměr	mm; m
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
F	Síla (obecně)	N
F_1, F_2	Síla	N
F_{kr}	Kritická síla	N
F_o	Obvodová síla	N
F_s	Setrvačná síla	N
F_A, F_B	Síla podle místa působistě	N
F_C	Odstředivá síla	N
F_G	Tíhová síla, tíha	N
F_T	Třecí síla	N
H_i	Nosná hloubka závitu	mm; m
I	Moment setrvačnosti (tělesa)	kg · m ²
J	Kvadratický moment průřezu	mm ⁴ ; m ⁴
L	Zdvih	mm; m
M	Moment síly (obecně)	N · mm; N · m
M_c	Celkový moment síly	N · mm; N · m
M_k	Krouticí (točivý) moment	N · mm; N · m
M_o	Ohybový moment	N · mm; N · m
M_T	Třecí moment	N · mm; N · m
P	Výkon	kW; W
Q	Objemový tok (proud)	m ³ · s ⁻¹ ; l · min ⁻¹
R	Poloměr	mm; m
S	Plošný obsah, průřez	mm ² ; m ²
T	Doba	s
V	Objem	m ³
V_g	Geometrický objem	m ³
W	Energie	J
W_k	Kinetická energie	J
W_p	Potenciální (statická) energie	J
W_o	Průřezový modul v ohybu	mm ³ ; m ³

Značka	Veličina	Jednotka
a	Délka, vzdálenost	mm; m
	Zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
a_d	Zrychlení v dolní úvrati	$m \cdot s^{-2}$
a_h	Zrychlení v horní úvrati	$m \cdot s^{-2}$
b	Šířka	mm; m
c	Rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c_s	Střední rychlost	$m \cdot s^{-1}$
d	Průměr	mm; m
d_j	Jmenovitá světlost	mm; m
e	Vzdálenost těžiště od okraje průřezu	mm; m
	Výstřednost	mm; m
f	Součinitel tření	1
	Pohybová frekvence	s^{-1}
h	Výška	mm; m
i	Převodové číslo	1
	Poloměr kvadratického momentu průřezu	mm; m
k	Míra bezpečnosti, bezpečnost	1
l	Délka	mm; m
m	Hmotnost	kg
	Modul	mm; m
	Výška matice	mm; m
	Momentový převod (převodové číslo)	1
n	Otáčky	s^{-1} ; min^{-1}
p	Tlak	MPa; Pa
p_j	Jmenovitý tlak	MPa; Pa
p_D	Dovolený tlak	MPa
r	Poloměr	mm; m
s	Dráha	mm; m
	Tloušťka	mm; m
	Stoupání	mm; m
t	Rozteč	mm; m
v	Rychlost (obecně), obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_s	Střední rychlost	$m \cdot s^{-1}$
x	Dráha, vzdálenost	mm; m
y	Délka	mm; m
z	Počet zubů	1
α	Úhel pootočení kliky	(°); rad
β	Úhel ojnice	(°); rad
γ	Úhel stoupání šroubovice (závitů)	(°); rad
δ	Stupeň nerovnoměrnosti chodu	1
η	Účinnost	1

Značka	Veličina	Jednotka
λ	Součinitel zvýšení rychlosti	1
	Poměr r/l	1
	Štíhlostní poměr	1
ν	Kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
π	Ludolfovo číslo	1
ρ	Hustota (měrná hmotnost)	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	Normálové napětí	MPa
σ_d	Napětí v tlaku	MPa
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
σ_v	Napětí ve vzpěru	MPa
σ_D	Dovolené normálové napětí	MPa
σ_{Pl}	Mez pevnosti v tahu	MPa
σ_K	Mez kluzu	MPa
σ_{Tet}	Mez vzpěrné pevnosti podle Tetmajera	MPa
τ	Tečné napětí	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
τ_s	Napětí ve smyku	MPa
τ_D	Dovolené tečné napětí	MPa
φ	Třecí úhel	(°); rad
φ'	Třecí úhel v klínové drážce	(°); rad
ω	Úhlová rychlost	s^{-1}

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.

PŘEDMLUVA

Učebnice navazuje na předchozí učebnice Stavba a provoz strojů – Části strojů a Převody a je napsána ve stejném pojetí. Pojednává o mechanismech, z nichž zejména tekutinové nabývají stále většího významu a využití v řídicí, regulační a automatizační technice. Řady uvedených mechanismů se používá v přístrojové technice a přesné mechanice. Tyto mechanismy jsou po straně označeny modrým pruhem a budou probírány zejména na oboru 23-82-6 Přístrojová a automatizační technika.

Učebnice je zpracována podle nejnovějších ČSN a důsledně v zákonných jednotkách SI. Učivo, které je obsaženo v knihách Bartoš a kol.: Strojnické tabulky (dále jen ST) a Kříž a kol.: Strojnické tabulky – část 1. pro 2. až 4. roč. SPŠS (dále jen ST1), není v učebnici uvedeno, ale jsou na ně odvolávky. Učitelé i žáci musí s nimi neustále pracovat, protože jsou nutnými doplňky této učebnice.

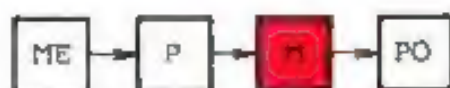
Autoři děkují za připomínky a podnětné návrhy, kterých se jim dostalo od obou lektorů Ing. Zdeňka Pavelky a prof. Ing. Antonína Němce.

Protože jde o první vydání této učebnice, autoři velmi rádi uvítají veškeré připomínky, které povedou ke zdokonalení a doplnění této učebnice.

Autoři

1 MECHANISMY

Na rozdíl od převodů, které konají rovnoměrný otáčivý pohyb (např. řemenové převody, převody ozubenými koly), konají mechanismy nerovnoměrný periodický pohyb (např. kloubové, vačkové, krokové, hydraulické a pneumatické mechanismy).



Obr. 1. Blokové schéma hnacího systému

ME – měnič energie (motor),

P – převodovka, M – mechanismus,

PO – pracovní orgán

Mechanismy jsou funkční celky v hnacím systému (obr. 1). Mají přeměnit a přenést energii dodávanou motorem (síla, pohyb) na pracovní orgány (např. nástroje) tak, aby mohly pracovat podle stanoveného programu. Přeměna a přenos se dějí podle nelineární závislosti (přenosová funkce, pohybový zákon) dané kinematickými rozměry členů.

Mechanismy mohou být:

1. *kinematické (mechanické)*, např. různě uspořádaná táhla, páky a vedení u parních lokomotiv, kloubové mechanismy u výložníků jeřábů, klikové mechanismy spalovacích motorů, kompresorů a čerpadel, nůžkové nebo šroubové mechanismy zvedáků, vačkové mechanismy ventilových rozvodů spalovacích motorů, řízení nástrojů u soustrážnických automatů a pracovního pohybu u potravinářských, textilních a balících strojů vačkami apod.,

2. *elektrické* (probírají se v elektrotechnice),

3. *hydraulické*, např. hydraulické převody s plynulou změnou otáček u obráběcích strojů a vozidel, hydraulické lisy a zvedáky, dálková ovládání, regulace a automatizace strojů a zařízení atd.,

4. *pneumatické*, např. mechanizace a automatizace strojů a zařízení, pneumatické nástroje (šroubováky, utahováky, vrtačky, brusky, sbíječky), servomotory (např. u vozidlových brzd) apod.

Hydraulické a pneumatické mechanismy se jedním slovem nazývají *tekutinové mechanismy*. Často se používají kombinace uvedených mechanismů, např. mechanismy *elektrohydraulické*, *elektropneumatické* a *hydropneumatické*.

Všechny mechanismy ulehčují člověku těžkou tělesnou práci, šetří pracovní sílu, a tím zvyšují produktivitu práce.

Dnes, v době vědeckotechnické revoluce, mají pro mechanizaci a automatizaci pracovních procesů ve všech průmyslových odvětvích stále větší důležitost hydrau-

lické mechanismy. Všechny hydraulicky řízené a ovládané pracovní operace nej-
různějších strojů mohou být plně automatizovány. K tomu je ovšem nutné účinné
spojení hydraulických a elektrických konstrukčních prvků, např. u relé, potencio-
metrů, spínačů, ventilů apod.

Výhoda pneumatických mechanismů zase spočívá v tom, že nositel energie —
tlakový vzduch — je k dispozici na většině pracovišť průmyslových závodů. Jejich
použití je však hospodárné pouze pro síly asi do 30 MN. Pro větší síly vycházejí
příliš velké rozměry. Protože je vzduch stlačitelný, nehodí se pneumatické mecha-
nismy pro všechny účely. Tam, kde se vyžaduje rovnoměrný pohyb, osvědčily se
pneumohydraulické systémy.

Ekonomický úkol socialismu, zásobovat obyvatelstvo a všechna průmyslová
odvětví stále modernějšími a hodnotnějšími výrobky, nutí strojírenství přejít od ře-
meslné a mechanizované výroby na automatizovanou. Při jejím zabezpečování
mají právě mechanismy důležitý úkol.

5) Mechanismus s převodovým poměrem
- 2000 k 1000 převodů
- 5-20 v. převodů

2 KINEMATICKÉ MECHANISMY

Kinematický mechanismus je soustava těles, která jsou navzájem určitým způsobem spojena v jeden celek a vykonávají předem určené pohyby

Úkolem mechanismu je vykonávat příslušný pohyb a přitom i určenou operaci (např. rozváděcí mechanismus motoru uděluje předepsaný pohyb ventilu, klikový mechanismus motoru mění přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele).

Moderní výkonné stroje vyžadují, aby jejich mechanismy byly konstruovány jednoduše, s malou hmotností, dobrou účinností a dlouhou životností.

Výhody kinematických mechanismů

1. Možnost dosažení značných rychlostních a silových převodů jednoduchými a spolehlivými mechanickými prostředky.

2. Malá náročnost na výrobu.

3. Necitlivost na změny teploty.

4. Nevyžaduje se zařízení na výrobu tlaku pracovní látky a pro její rozvod.

Nevýhody

1. Velká hmotnost.

2. Značné setrvačné síly.

3. Nevyvážené hmoty.

4. Velké tření.

5. Zpravidla nelze měnit rychlost buď vůbec, nebo je plynulá změna rychlosti možná jen v menším rozsahu.

6. Chod nebývá klidný a tichý.

7. Nebývá pojištění proti přetížení.

Mechanismy můžeme dělit z několika hledisek. Z hlediska teorie je důležité rozdělení na mechanismy rovinné a prostorové, pro konstruktéra je vhodné členění mechanismů podle konstrukčních znaků a podle funkce.











2.1 Části kinematických mechanismů

2.1.1 Členy mechanismů

Členem mechanismu se nazývá množina nepohyblivě spojených částí mechanismu. Jednotlivé členy jsou navzájem pohyblivě spojeny. Členy v mechanismu a stroji slouží k přenosu pohybu a sil od jednoho členu (hnacího) k druhému (hnanému).

Rozdělení: 1. S rovinným mech.
2. Prostorové mech.
3. Klikové mech.
4. Klikové mech.
5. Klikové mech.
6. Vačkové mech.
7. Výstředníkové mech.
8. Mech. s drámkou pohybu.

Tab. 1. Důležité kinematické dvojice

Kinematické dvojice pro rovinný pohyb	Kinematické dvojice pro prostorový pohyb
 <p>Otočný kloub $f = 1$</p>	 <p>Šroubový kloub $f = 1$</p>
 <p>Posuvný kloub $f = 1$</p>	 <p>Křížový (Kardanův) kloub $f = 2$</p>
 <p>Kulový kloub $f = 2$</p>	 <p>Kulový kloub s kulovou pářví $f = 3$</p>
 <p>Valivý kloub $f = 2$</p>	 <p>Kloub otočný a posuvný $f = 2$</p>
 <p>Dvojice desek $f = 3$</p>	 <p>Kulový kloub s deskou $f = 5$</p>

Členy mechanismu musí být dostatečně tuhé, aby je působící síly nedeformovaly. Je-li stroj vystaven rázovým zatížením, musí být členy mechanismu do určité míry pružné, čímž se zabezpečí tlumení rázových sil a členy stroje se chrání před poškozením. Pružné členy s omezenou tuhostí se používají také tehdy, je-li nutné chránit stroj před chvěním a kmitáním.

Jako ohebné členy se používají lana, řemeny (ploché a klínové), dráty a všechny druhy řetězů. Mezi ohebné členy je třeba zařadit i kuličkové mechanismy, u nichž se pohyb a síly přenášejí od jednoho členu k druhému uzavřeným proudem kuliček, které se přemisťují v trubkách nebo kanálech.

Člen mechanismu, který je vzhledem na vztažený prostor nebo rovinu v (relativním) klidu, se nazývá rám.

2.1.2 Kinematické dvojice

Vzniknou spojením dvou členů, které se mohou navzájem pohybovat. Dva členy se mohou spolu stýkat v množině ploch, čar nebo bodů.

Kinematická dvojice jako spojení dvou členů dovoluje určitý počet základních pohybů (posuv, otáčení) jednoho členu vůči druhému, počet těchto možných relativních pohybů je stupeň volnosti pohybu i .

Člen těleso má v rovině tři, v prostoru šest stupňů volnosti pohybu. Kinematické dvojice mohou odebrat členu v rovině jeden nebo dva, v prostoru jeden až pět stupňů volnosti pohybu, neboť spojení musí být pohyblivé. Některé důležité kinematické dvojice jsou v tab. 1.

2.1.3 Kinematická schémata

Slouží k usnadnění rozboru mechanismů a k jejich posouzení, a také k dalšímu kinematickému řešení. V těchto schématech zanedbáváme konstrukční tvary jednotlivých členů mechanismu, které znázorňujeme normalizovanými symboly (viz ST), totéž platí i pokud jde o znázornění prvků kinematického spojení členů.

V kinematických schématech dodržujeme však geometrické uspořádání, tj. ve zvoleném měřítku vzdálenosti jednotlivých kloubů, úhly natočení klik na společném hřídeli apod.; údaje netýkající se pohybu mechanismů se do schémat nezakresluje.

Jednotlivé členy mechanismu označujeme ve schématech arabskými číslicemi. Číslem 1 obvykle označujeme rám. Číslo posledního členu dává celkový počet členů mechanismu. Hnací členy mechanismu označujeme ve schématech šipkami, jejichž smysl odpovídá smyslu pohybu.

2.2 Šroubové mechanismy

Je vytvořen pohybovým šroubem a maticí a slouží k přeměně točivého nebo šroubovitého pohybu na posuvný a naopak (tab. 2), např. u vodících šroubů soustruhů, u vřeten lisů, ventilů a šoupátek, šroubových zvedáků a stahováků. Jeho význam ovšem klesá s rozšířením použití tekutinových mechanismů.

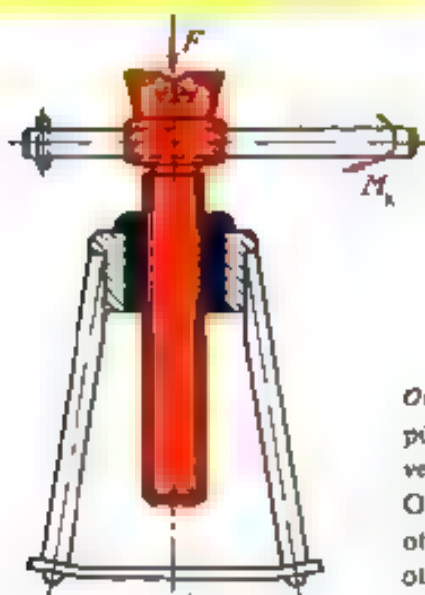
Tab. 2. Princip jednotlivých druhů šroubových mechanismů

Přeměna točivého pohybu na posuvný		Přeměna šroubovitého pohybu na posuvný	
1. Šroub se otáčí, matice se posouvá	2. Matice se otáčí, šroub se posouvá	3. Šroub koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), matice stojí	4. Matice koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), šroub stojí

Vysvětlivky 1 - rám, 2 - posuvný člen, 3 - matice, 4 - šroub

2.2.1 Materiály a konstrukce

U pohybových šroubů se používá přednostně lichoběžníkový rovnoramenný závit a pouze výjimečně v nečistém provozu s rázovým namáháním, např. u spojek želez-



Obr. 2. Šroubový zvedák. Hnací síla působí na ruční páce, otáčí šroubem vedeným v matici v podstavci. Osová síla šroubu působí přes otočnou hlavici na břemeno, které se otáčením šroubu zdvihá nebo spouští

ničních vagónů, se používá též oblý závit. Pro jednostranně vysoce namáhaná vřetena, např. u automobilových zvedáků, používá se lichoběžníkový závit nerovnoramenný U mechanismů vyžadujících samosvornost jsou závity jednochodé, u ostatních většinou vícechodé pro zlepšení účinnosti.

Vřetena se nejčastěji vyrábějí z konstrukčních ocelí 11 500 a 11 600, materiál méně namáhaných matic bývá šedá litina, pro vyšší namáhání bronz nebo mosaz.

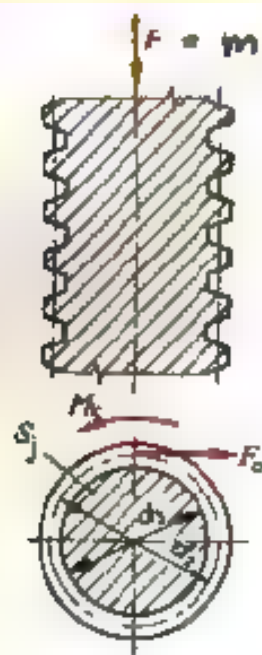
Typický příklad konstrukce šroubových mechanismů je šroubový zvedák (obr. 2). Šroub je jednochodý, samosvorný; účinnost zvedáku je proto jen 30 až 40 %. Nosnost podobných zvedáků bývá 2 až 35 t, zdvih 100 až 300 mm při hmotnosti 5 až 50 kg. V porovnání s hřebenovými zvedáky jsou výrobně levnější, ale mají malou účinnost a zvedají pomaleji.

2.2.2 Sílové poměry, účinnost (obr. 3)

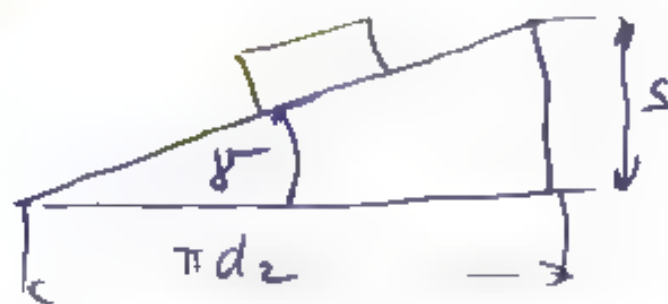
Krouticí moment vřetena $M_k = F \cdot \frac{d_2}{2}$

obvodová síla

1. pro zvedání: $F_{o1} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$,
2. pro spouštění: $F_{o2} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi')$,



Obr. 3. Sílové poměry na pohybovém šroubu
 M_k – krouticí moment vřetena, F – břemeno, F_o – obvodová síla,
 d_1 – průměr jádra závitu, d_2 – střední průměr závitu



γ – β stupňů
 zatížení
 φ' – třecí úhel

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi d_2}$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha} \quad \text{Sm. 4.}$$

účinnost:

1. při zvedání: $\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$
2. při spouštění: $\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}$

Je-li $\varphi' \geq \gamma$, pak $\operatorname{tg}(\gamma - \varphi') \leq 0$ a z toho $\eta_2 \leq 0$, tj. samosvornost využívá se např. u šroubových zvedáků.

podmínka samosvornosti

2.2.3 Pevnostní výpočet

Průřez jádra vřetena je namáhán osovou provozní silou F na tah a tlak a současně kroutícím momentem M_k na krut:

napětí v tahu či v tlaku:

$$\sigma = \frac{F}{S_j},$$

napětí v krutu:

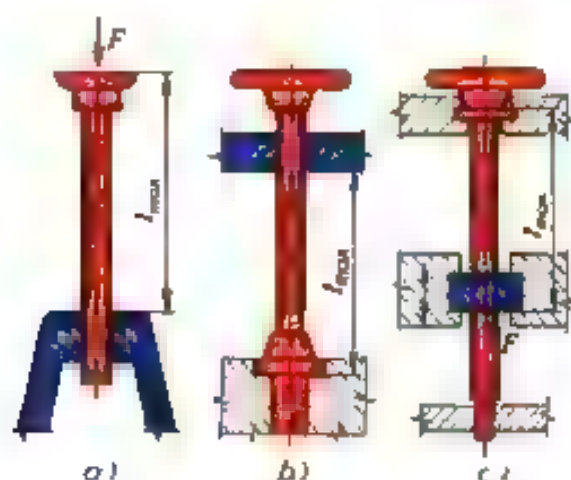
$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_3^3}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} \leq \sigma_D$$

Dovolené napětí lichoběžníkového závitu pro

	míjivé zatížení	střídavé zatížení
u rovnoramenného závitu	$\sigma_D = 0,2\sigma_F,$	$\sigma_D = 0,13\sigma_F,$
u nerovnoramenného závitu	$\sigma_D = 0,25\sigma_F,$	$\sigma_D = 0,16\sigma_F$



Obr. 4. Běžné případy vzpěru vřetena šroubu. Štíhlost vřetena

$$\lambda = \frac{4\mu l_{max}}{d_3}$$

a) případ 1: $\mu = 2$, b), c) případ 2 $\mu = 1$

Delší vřetena namáhaná tlakem (např. u šroubových zvedáků, lisů apod.) se kromě toho musí kontrolovat na vzpěr. Ocelová vřetena se kontrolují při štíhlosti $\lambda \geq 90$ podle Eulera.

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 E J_j}{(\mu \cdot l)^2},$$

bezpečnost

$$k_E = \frac{F_{kr}}{F} \geq 2,6 \text{ až } 6,$$

λ podle obr. 4.

Pro $\lambda < 90$ se kontroluje podle Tetmajera.

Pro oceli 11 500 a 11 600 je: $\sigma_{Tet} = 350 - 0,6\lambda$,

napětí ve vzpěru:

$$\sigma_v = \frac{F}{S_1},$$

bezpečnost:

$$k_T = \frac{\sigma_{Tet}}{\sigma_v} \geq 1,7 \text{ až } 4$$

U kinematické dvojice šroub-matice je třeba dále kontrolovat tlak v závitech měkčí součásti (zpravidla matice).

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D,$$

kde d_2 je střední průměr závitu,

H_1 — nosná hloubka závitu (viz ST),

$z = m/t$ — počet závitů v matici,

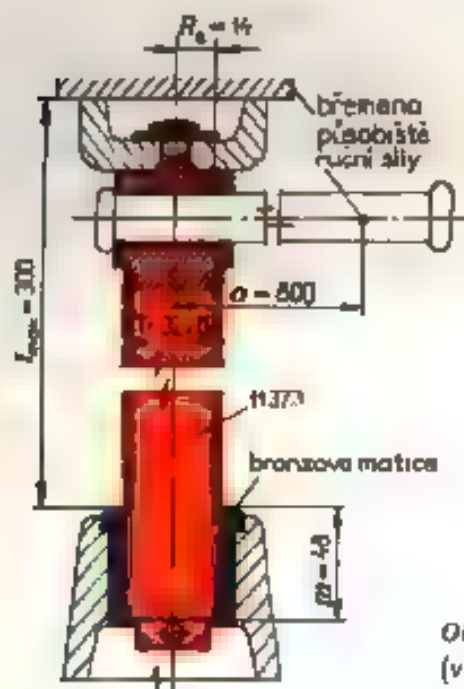
m — výška matice,

t — rozteč závitu.

Dovolený tlak se volí

u litinové matice: $p_D = 2 \text{ až } 7 \text{ MPa}$,

u bronzové matice: $p_D = 5 \text{ až } 15 \text{ MPa}$.



Obr. 5. Šroubový zvedák
(v nejvyšší poloze)

Příklad výpočtu. Proveďte pevnostní kontrolu včetně šroubového zvedáku o nosnosti 3 t (obr 5) a závitů v bronzové matici. Poněvadž nastává zatěžování

- a odlehčování, jde o mírně zatížení. Součinitel tření mezi čelní plochou vřetena a hlavici zvedáku, jakož i v závitech $f = 0,1$ (dobře mazaný závit).

1. Potřebný hnací krouticí moment:

Tíha břemene:

$$F = m \cdot g \approx 3\,000 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 30\,000 \text{ N}.$$

Rozměry lichoběžníkového závitu Tr 32 × 6: $d_2 = 29 \text{ mm}$, $d_3 = 25 \text{ mm}$, $s = t = 6 \text{ mm}$, $S_f = 491 \text{ mm}^2$, $H_1 = 0,5s = 3 \text{ mm}$ (ze ST).

Úhel stoupání:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2} = \frac{6 \text{ mm}}{\pi \cdot 29 \text{ mm}} = 0,0659, \text{ z toho } \gamma = 3,77^\circ.$$

Třecí úhel pro lichoběžníkový závit (poloviční vrcholový úhel závitu $\beta = 15^\circ$).

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,104 \Rightarrow \varphi' = 5,91^\circ.$$

Obydová síla pro zvedání:

$$F_o = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 30\,000 \text{ N} \cdot \operatorname{tg}(3,77^\circ + 5,91^\circ) = 5\,117 \text{ N}$$

Krouticí moment vřetena:

$$M_k = F_o \cdot \frac{d_2}{2} = 5\,117 \text{ N} \cdot \frac{29 \text{ mm}}{2} = 74\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Třecí moment mezi hlavici a vřetenem:

$$M_T = F \cdot f \cdot R_a = 30\,000 \text{ N} \cdot 0,1 \cdot 14 \text{ mm} = 42\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Celkový potřebný hnací krouticí moment:

$$M_o = M_k + M_T = 74\,200 \text{ N} \cdot \text{mm} + 42\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 116\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

2. Redukované napětí ve vřetenu.

Napětí v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F}{S_f} = \frac{30\,000 \text{ N}}{491 \text{ mm}^2} = 61,1 \text{ MPa},$$

napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_3^3} = \frac{74\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (25 \text{ mm})^3} = 23,7 \text{ MPa}.$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{61,1^2 + 3 \cdot 23,7^2} \text{ MPa} = 73,61 \text{ MPa},$$

dovolené napětí:

$$\sigma_b = 0,2\sigma_p = 0,2 \cdot 370 \text{ MPa} = 74 \text{ MPa},$$

vřeteno vyhovuje na tlak a krut.

3. Kontrola na vzpěr:

Podle obr. 4 jde o případ 1, tedy $\mu = 2$,

štíbllost

$$\lambda = \frac{4\mu \cdot l_{\max}}{d_3} = \frac{8l_{\max}}{d_3} = \frac{8 \cdot 300 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 96 > 90, \text{ počítá se podle Eulera.}$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_3}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,05 \cdot (25 \text{ mm})^4}{(2 \cdot 300 \text{ mm})^2} = 107\,092 \text{ N},$$

bezpečnost:

$$k_E = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{107\,092 \text{ N}}{30\,000 \text{ N}} = 3,57 > 2,6, \text{ vyhovuje.}$$

4. Tlak v závitech matice:

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{F \cdot t}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot m} =$$
$$= \frac{30\,000 \text{ N} \cdot 6 \text{ mm}}{\pi \cdot 29 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm} \cdot 48 \text{ mm}} = 13,72 \text{ MPa},$$

$p_D = 5$ až 15 MPa , tlak v závitech vyhovuje.

5. Účinnost závitu a celková účinnost mechanismu:

Účinnost závitu.

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 3,77^\circ}{\operatorname{tg}(3,77^\circ + 5,91^\circ)} = 0,39,$$

celková účinnost mechanismu:

$$\eta = \frac{\text{práce získaná zdvihem břemena při 1 otočení vřetena}}{\text{celková hnací práce na páce}} =$$
$$= \frac{F \cdot s}{F_a \cdot \pi \cdot d_2 + F \cdot f \cdot 2\pi \cdot R_a} =$$
$$= \frac{F \cdot s}{F \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + F \cdot f \cdot 2\pi \cdot R_a} =$$
$$= \frac{6 \text{ mm}}{\pi \cdot [29 \text{ mm} \cdot \operatorname{tg}(3,77^\circ + 5,91^\circ) + 0,1 \cdot 2 \cdot 14 \text{ mm}]} = 0,25.$$

6. Ruční síla na páce při zvedání

$$F_1 = \frac{M_c}{a} = \frac{116\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}}{800 \text{ mm}} = 145 \text{ N}.$$

7. Ruční síla na páce při spouštění

Obvodová síla při spouštění

$$F_o = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi') = 30\,000 \text{ N} \cdot \operatorname{tg}(3,77^\circ - 5,91^\circ) = -1\,121 \text{ N},$$

krouticí moment

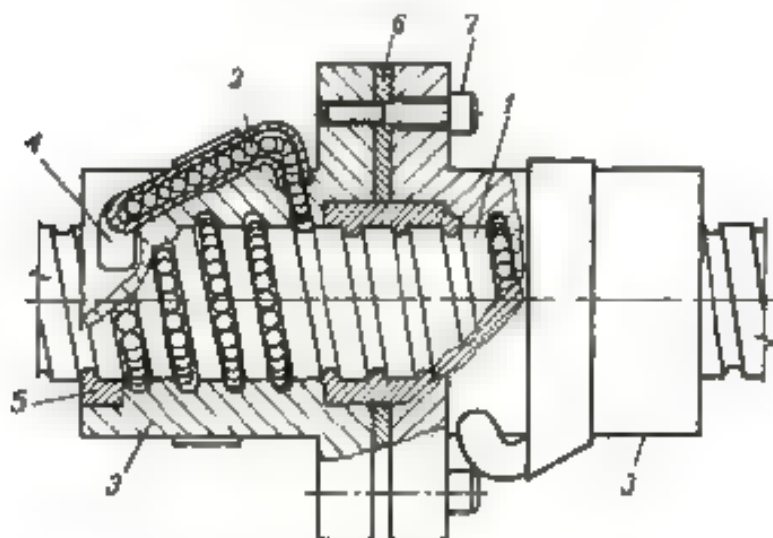
$$M_k = F_o \cdot \frac{1}{2} d_2 = 1\,121 \text{ N} \cdot \frac{29 \text{ mm}}{2} = 16\,255 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Celkový moment na páce:

$$M_c = M_k + M_T = -16\,255 \text{ N} \cdot \text{mm} - 42\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = -58\,255 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

ruční síla na páce:

$$F_2 = \frac{M_c}{a} = \frac{-58\,255 \text{ N} \cdot \text{mm}}{800 \text{ mm}} = -73 \text{ N}.$$



Obr. 6. Provedení a princip kuličkového šroubu

1 – vřetený šroub s broušenými kuličkovými dráhami, 2 – oběžné kuličky, 3 – matice, 4 – zpětný kanál, 5 – stěrač, 6 – příložka, 7 – spojovací šroub

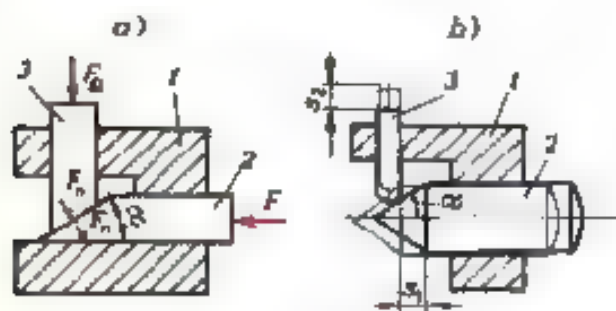
Princip: Kuličky 2 jsou vraceny zpětným kanálem 4 do výchozího místa, při použití dvou matic 3 a příložky 6 je možno předběžným zatížením vyloučit axiální vůli

2.2.4 Šroubový mechanismus s valivými tělisky

Účinnost šroubových mechanismů je možno podstatně zvýšit (na 90 až 93 %) vložením valivých tělísek (nejčastěji kuliček) mezi šroub a matici tak, aby nastalo valivé tření (obr. 6). U nás kuličkové šrouby s úspěchem vyrábí a do svých výrobků montuje n. p. TOS Kufm.

2.2.5 Klínový mechanismus

Na podobném principu jako šroubové mechanismy jsou založeny i klínové mechanismy. Lze jimi pomocí nakloněné roviny přeměňovat posuvný pohyb na posuvný pohyb jiného směru (obr. 7).



Obr. 7. Silové a pohybové poměry u klínových převodů. Trojčlenný mechanismus

1 – rám, 2, 3 – posuvné části,

a) prismatické (bracketed) vedení a klínová styčná plocha hnací součásti, b) válcové vedení a kuželová styčná plocha hnací součásti 2

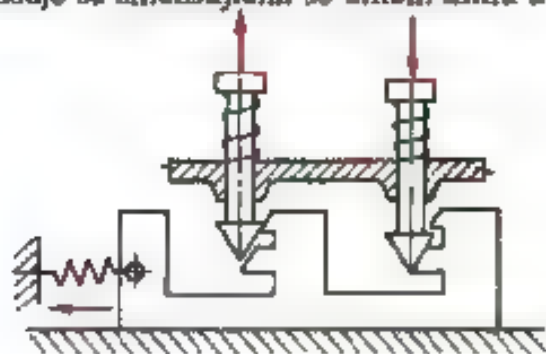
Sily v mechanismu (obr. 7a).

$$F = F_n \cdot \sin \alpha, \quad F_Q = F_n \cdot \cos \alpha.$$

Poměr sil

$$\frac{F}{F_Q} = \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{F_n \cdot \cos \alpha} = \tan \alpha$$

se zmenšuje se zmenšujícím se úhlem klínu α .



Obr. 8. Blokovací tlačítko pro přímochať vedené vodičko

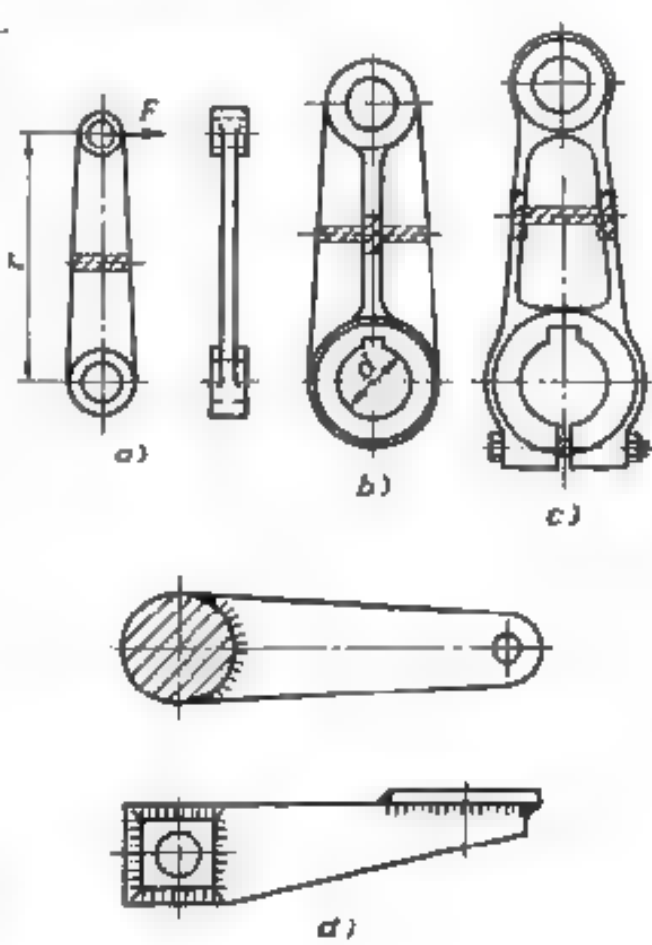
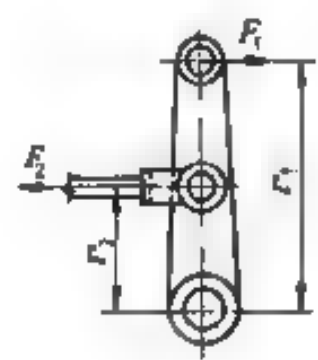
V přesné mechanice nejde u klínových mechanismů ani tak o silové poměry, jako spíš o převod pohybu; posunutím hnacího klínu (kužele) 2 o vzdálenost s_1 se posune hnací součást 3 o vzdálenost s_2 (obr. 7b). Zde platí obrácený vztah než pro síly, tj.

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{F}{F_Q} = \tan \alpha.$$

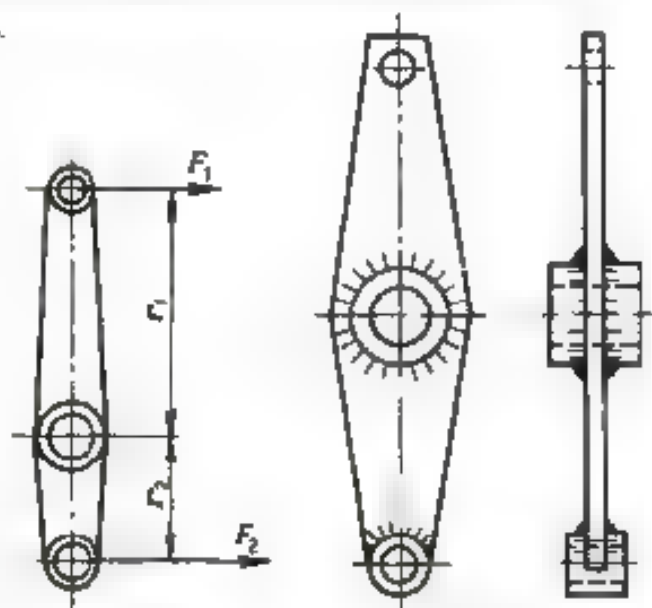
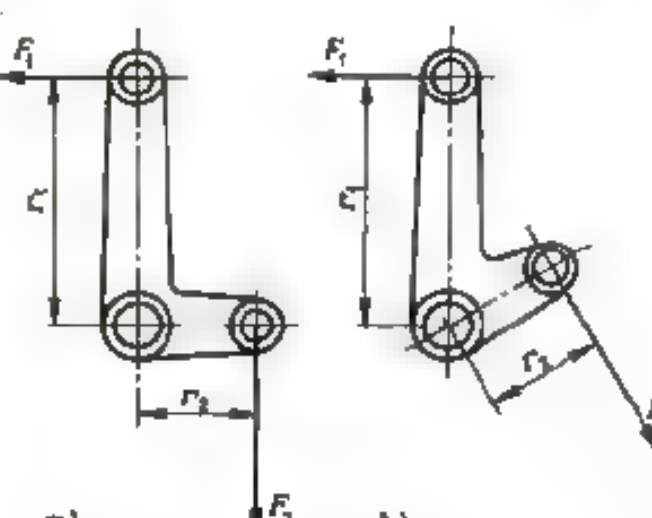
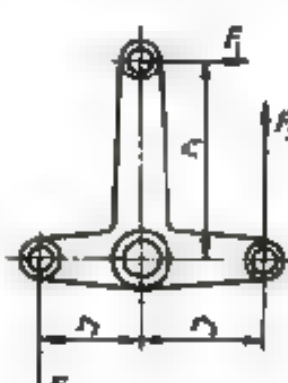
Nedoporučuje se volit $\alpha > 45^\circ$, protože se pak nevhodně změní třecí poměry a součást 3 se ve vedení snadno vzpříčí.

Příkladem klínového mechanismu s přímým ovládáním jsou např. blokovací tlačítka (obr. 8).

Tab. 3. Tvary pák

Název – popis	Vyobrazení
<p>1. Páka jednoramenná s jedním čepem – upevnění na hřídeli</p> <p>a) natísouváním b) naklínováním c) svěrným spojením d) svařením</p> <p>Průřez ramen je obdélníkový (a), křížový (b) nebo I (c)</p> <p>Délka náboje naklínované páky $l = 1,3d + 0,1r$, u natísované páky může být kratší</p>	<p>1.</p>  <p>a) b) c)</p> <p>d)</p>
<p>2. Páka jednoramenná s dvěma čepy – velikost přenášené síly se určí z rovnováhy momentů</p> <p>$F_1 \cdot r_1 = F_2 \cdot r_2$</p>	<p>2.</p> 

Pokračování

Název – popis	Vzobrazení
<p>3. Páka dvouramenná přímá – mění velikost i smysl pohybu úhel</p>	<p>3.</p>  <p>a) b)</p>
<p>4. Páka dvouramenná úhlová – mění velikost i směr rovnoběžných sil a pohybu</p>	<p>4.</p>  <p>a) b)</p>
<p>5. Páka trojramenná (křížová) – přenáší sílu ve dvou směrech.</p> <p>Rovnováha momentů</p> $F_1 \cdot r_1 = F_2 \cdot r_2 + F_3 \cdot r_3$	<p>5.</p> 

2.3 Pákové mechanismy

Základem pákových mechanismů je páka, tj. strojní součást otočná na čepu, na níž působí síla F , takže vznikne točivý moment $M = F \cdot r$ (obr 9). Opisuje-li páka poměrně velký úhel pootočení, nazývá se obvykle klíka.



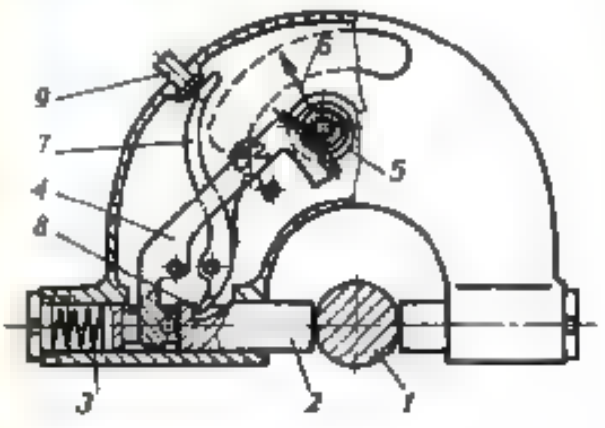
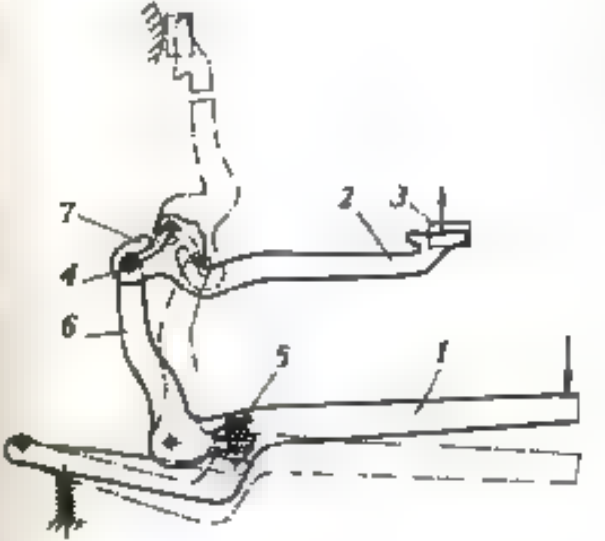
Obr 9. Vznik točivého momentu
 F – síla na páce, r – vzdálenost
síly od osy otáčení O .

Páky slouží k převodu pohybu nebo síly z jednoho hřídele na druhý, tj. ke změně směru, smyslu, popř. velikosti, ale též ke změně točivého pohybu v pohyb přímočarý a naopak (klikový mechanismus).

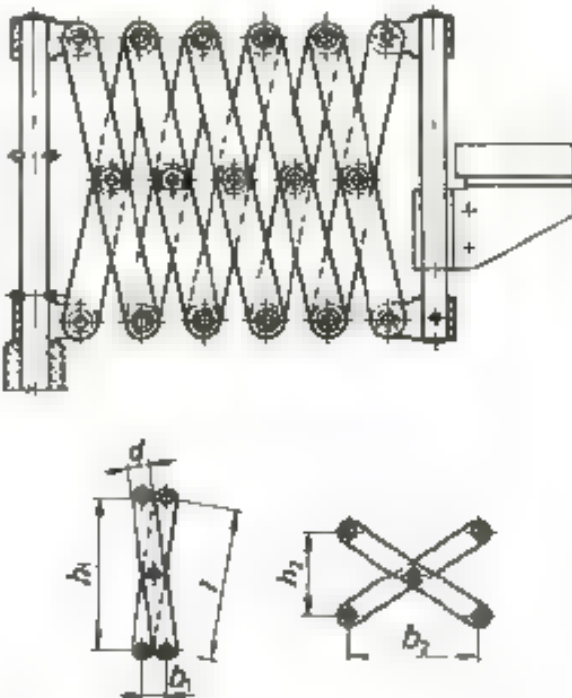
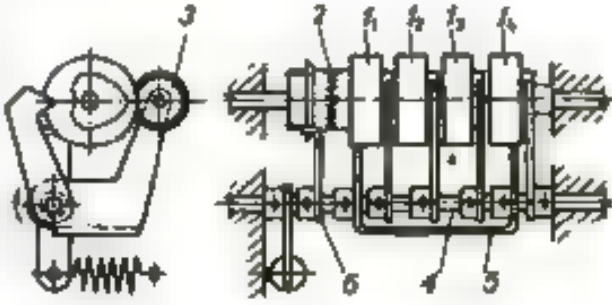
Tab. 4. Tvary pák v přesné mechanice

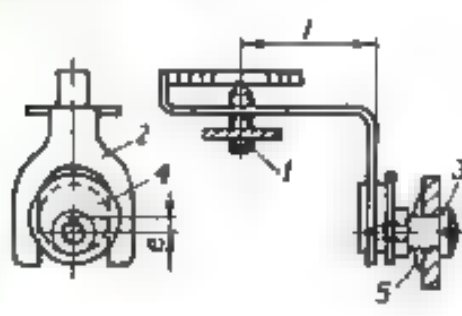
Název – popis	Vyobrazení
<p>1. Páka jednoramenná:</p> <p>a) náboj s pákou odlit nebo vykován vcelku</p> <p>b) náboj jen zalisován nebo připájen</p> <p>c) rozdvojená páka ze dvou částí připájených na společný náboj</p>	<p>1.</p> <p>a) b) c)</p>
<p>2. Páka dvouramenná</p> <p>a) přímá rozdvojená smýtkovaná</p> <p>b) úhlová složená ze dvou ramen a zalisovaného nebo připájeného náboje</p>	<p>2.</p> <p>a) b)</p>
<p>3. Páka trojramenná – u stolek pro vrácení ruky do nulové polohy</p>	<p>3.</p>

Tab. 5. Pákové a nážkové mechanismy

1. Mechanismy s neotáčejícím se hnacím členem	
Mechanismy se silovým stykem	
Název – vyobrazení	Funkce
<p>Změna posuvného pohybu na otáčivý u dlhokého měřidla</p> 	<p>Průměr obrobku 1 se měří tak, že se přímochaže vedený dotyk 2 opírá pod tlakem pružiny 3 o obrobek. Páka 4 s ocelovou kuličkou je přitlačována spirálovou pružinou 5 proti dotyku. Otáčivý pohyb páky 4 se ve zvětšení přenáší ozubeným soukolím na ukazovatel 6. Páka 7, opírající se spodním koncem o výstupěk 8 dotyku, odtahuje ho od obrobku. Zmáčknutím tlačítka se posune dotyk proti síle pružiny 3 doleva.</p>
Mechanismy s tvarovým stykem	
<p>Přenesení pohybu kláves u psacího stroje</p> 	<p>Skláčením klávesnicové páky 1 (popř. pootočením o malý úhel) se kladívko 2 osoucí typ 3, pootočí asi o úhel 90°. Pákový převod je dvojitý. První část převodu, složeného z pák 1 a 2, se dosáhne vhodného úhlového pohybu lomené vložené páky 4–5, jejíž delší rameno 6 zasahuje čepem 4 do zářezu páky 7, pevně spojené s kladívkem.</p>

Pokračování

Název - vyobrazení	Funkce
<p>Nůžkové pákové mechanismy</p> <p>Nůžkový podstavec pro telefonní přístroj</p> 	<p>Při max. stlačení nůžkového mechanismu je</p> $b_{1\min} \approx d,$ <p>při max. vytažení je</p> $h_{2\min} = 0,6l, \quad b_2 \approx 0,8l,$ <p>kde l - délka nůžkových pák</p> <p>S prodloužením mechanismu klesá spolehlivost, proto se doporučují nejvýše pětimístné nůžky (viz obr.)</p>
2. Mechanismy s otáčejícím se hnacím členem	
Mechanismy se sílovým stykem	
<p>Srdcovkový převod k zpětnému nastavení číselných kotoučků počítadla</p> 	<p>Každý z číselných kotoučků 1 je spojen se srdcovkovitou vačkou. Výmazu se dosáhne tím, že se pootočí hřídel 4 proti síle pružiny ve směru šipky. Předtím se uvolní vzájemně vázané spojení číselných kotoučků pastorky 3 s nimi zabírajícími. Plechový rám 5 je totiž pevně spojen s hřídelem 4, takže všechny pastorky vyjdou ze záběru, když se hřídel otočí. Současně se řadicí pákou 6 uvolní zubová spojka 2, spojující počítadlo s pohonem</p>

Název – vyobrazení	Funkce
Přímé mechanismy s tvarovým stykem	
<p>Kyvavá kulisa k jemnému nastavení ukazatele měřicího přístroje a výstřednost</p> 	<p>Hřídel 1 páky 2 je kolmý k hřídeli 3 výstředníku 4. Páka je ohnuta do pravého úhlu a objímá vidlicovitým koncem výstředník, takže pootočením hřídele výstředníku kroubováním lze páku pootáčet zadaným způsobem. Talířová pružina 5 posílkuje hřídel proti neúmyslnému přestavení</p>
Nepřímé mechanismy s tvarovým stykem	
<p>Klíkové mechanismy</p>	<p>Sem patří hlavně klíkové mechanismy s obloukovým a přímočarým posuvem, obvyklé v konstrukci strojů, kterým je věnována samostatná kap. 2.5</p>

Páky jako konstrukční prvek nabízejí veliký výběr technologických postupů i volby materiálu. Alternativní návrhy hodnotí technik z hlediska materiálových nákladů, pracnosti, hmotnosti a konečné ceny.

Konstrukce jsou různé podle účelu, velikosti namáhání, nároků na přesnost i podle výrobních hledisek. Páky se vyrábějí ze šedé litiny nebo z oceli na odlitky, ocelové kované, lisované nebo svařované (poslední zejména při kusové výrobě) (tab. 3).

Páčky se vyrábějí vstřikovacím litem, nejčastěji vřak z plechu, v sériové výrobě vystřihnutím pod lisem, někdy stačí drát. Materiál pro tyto páčky je ocelový (možno zakalit) nebo mosazný (snadná výroba) plech, hliník, různé slitiny, mosazný drát, plasty (tab. 4).

Provedení pákových a nůžkových mechanismů je v tab. 5.

2.4 Kloubové mechanismy

Všechny rovinné kloubové mechanismy jsou charakteristické tím, že mají nejméně čtyři tuhé členy, spojené otočnými nebo posuvnými klouby, a nejméně jednu nehybnou spojnici (rám). Body členů opisují při pohybu křivky (trajektorie), které mají podle rozměrů členů a podle polohy bodů různé tvary.

Kloubové mechanismy jsou takové, u nichž se rovnoměrný otáčivý pohyb mění v periodický a opačně. Podle způsobu provedení mechanismu může být rovnoměrný hnací pohyb převeden u hnaného členu, který křive okolo pevné osy, na pohyb po přímočaré dráze nebo po zakřivené dráze vyššího řádu. Uvedené mechanismy se používají jako převodové nebo vodící či jejich kombinace.

Kloubové mechanismy jsou součástí nejrozmanitějších strojů, u nás již tradičně vyráběných (např. křivkový mechanismus pístových motorů a strojů). Osvědčily se u textilních strojů (šicích a pletacích), zemědělských strojů a chemických aparátů, neboť nejsou náročné na údržbu; jsou i stavebními prvky přístrojů v přesné mechanice.

Výhody kloubových mechanismů

- ✓ 1. Výroba členů a kloubů je jednodušší než např. křivkového kotouče.
- ✓ 2. Otočné klouby nevyžadují pečlivou údržbu.
- 3. Mazání i při velkém znečištění nebo koroz. není obtížné vzhledem k dobře zakrytým kloubům.
- 4. Kloubové mechanismy oproti jiným mohou používat kluzné klouby, otočné a smykové, mající počet stupňů volnosti $i = 1$ a všeobecně plošný styk.
- 5. Členy mohou být přestavitelné, takže lze měnit přenášené funkce nebo zařízení.
- 6. Lépe se osvědčují u rychloběžných strojů než např. křivkové mechanismy.

Nevýhody

- 1. Možnosti použití kloubových mechanismů jsou velmi úzce vázány na jejich vlastnosti (způsob převodu, křivky opisované členy, potřeba prostoru).
- 2. Přesnost přenášené funkce nebo vodící dráhy je obvykle malá.
- 3. Vlastnosti mechanismů závisí na počtu a rozměrech členů a na celkovém uspořádání.
- 4. Znalosti a dokumentace o kloubových mechanismech více než čtyřčlenných jsou značně neúplné.
- 5. Požadavek většího počtu uložení v rámu vyžaduje často speciální konstrukční řešení.
- 6. Potřeba místa kloubového mechanismu se dá ze zadání většinou velmi těžko odhadnout.

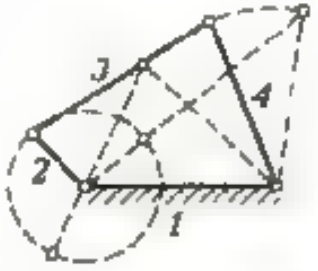
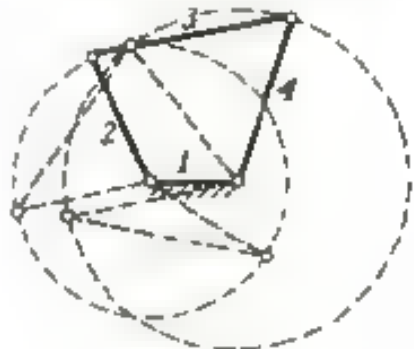
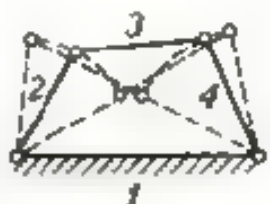
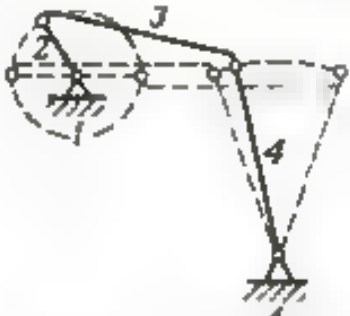

2.4.1 Čtyřčleny

Tak se nazývají jednoduché rovinné čtyřkloubové mechanismy s jedním stupněm volnosti. Jsou nuceně oběžné, tj. určitému postavení hnacího členu jsou jednoznačně přiřazeny polohy všech ostatních členů (tab. 6).

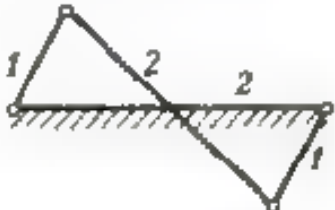
2.4.2 Sílové poměry

Jako příklad je znázorněn u dvojvahadlového mechanismu přenos sil z hnacího členu 2 na hnaný člen 4 (obr. 10). Působí-li ve směru otáčení v bodě B síla F_B , můžeme ji rozložit do směru členu 2 a 3, její složky jsou pak F_{BA} a F_{BC} . Síla F_{BC} se přenes

Tab. 6. Přehled čtyřčlenných mechanismů

Název	Vyobrazení
<p><i>Mechanismus klikovahadlový</i></p> <p>Názvosloví:</p> <p>nehybný člen 1 – rám</p> <p>hnači člen (otáčí se) 2 – klika</p> <p>pohyb od kliky přenáší člen 3 – ojnice</p> <p>hnaný člen (jen kýve) 4 – vahadlo</p> <p>$l_{\min} + l_{\min} < l + l$, nejkratší člen je klika</p>	
<p><i>Mechanismus dvojklikový</i></p> <p>Členy 2 a 4 se mohou otáčet.</p> <p>$l_{\min} + l_{\min} < l + l$, nejkratší člen je rám</p>	
<p><i>Mechanismus dvojevahadlový</i></p> <p>Členy 2 a 4 mohou jen kývat.</p> <p>$l_{\min} + l_{\min} > l + l$, zde $a + d > c + b$, nebo $l_{\min} + l_{\min} < l + l$ a nejkratší člen je ojnice</p>	
<p><i>Mechanismus klikovahadlový výstředný</i></p> <p>Výstřednost $e \neq 0$, tj. osa otáčení kliky 2 leží na prodloužené přímkové dráze (přibližně) koncového bodu vahadla 4</p>	
<p><i>Mechanismus paralelogramový</i></p> <p>Vahadla 2 jsou rovnoběžná a stejně dlouhá</p>	

Pokračování

Název	Vzobrazení
<p><i>Mechanismus antiparalelogramový</i></p> <p>Kličky 1 jsou rovnoběžné a stejně dlouhé, ale protilehlé</p>	

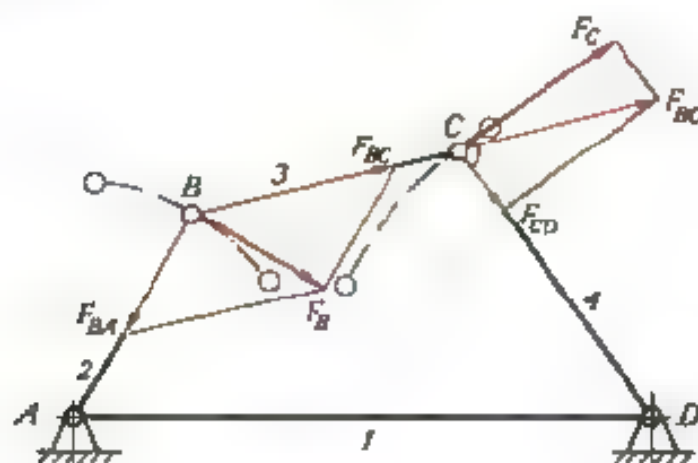
Čárkování jsou na obrázcích vyznačeny úvratě členů.

l_{\min} — délka nejkratšího členu,

l_{\max} — délka nejdelšího členu,

l', l'' — délky zbývajících členů.

členem 3 v nezměněné velikosti a směru do bodu C. V tomto bodě se rozloží dále do směru F_{CD} a směru F_C . Obvodová síla F_B hnacího členu byla převedena na obvodovou sílu F_C hnaného členu.



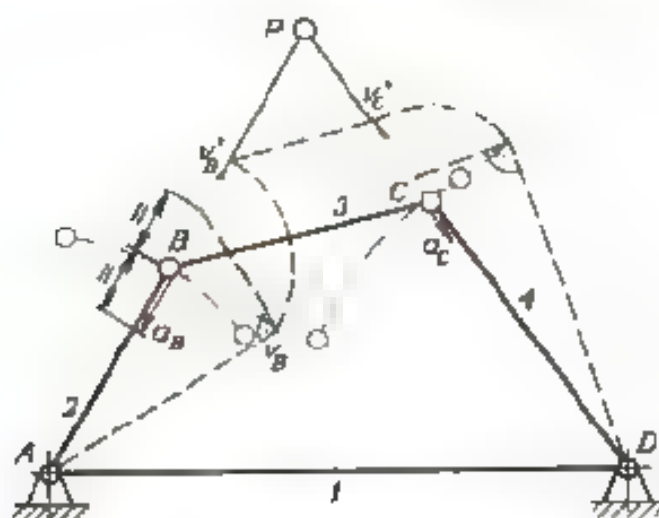
Obr. 10. Sílové poměry u čtyřčlenu

2.4.3 Rychlost a zrychlení

Při převodu rychlosti z hnacího členu na hnaný pro stejný mechanismus (obr. 11) je dána úhlová rychlost ω_B hnacího členu 2, pak $v_B = \omega_B \cdot AB$. Směry rychlosti bodů B a C leží na tečnách jejich drah. Určí se pól otáčení P (okamžitý střed otáčení bodu B a C i celého členu 3), který leží v průsečíku příslušných normál. Koncovým bodem pootočené rychlosti v_B vedeme rovnoběžku s členem 3. Získáme pootočenou rychlost v'_C , kterou otočíme do tangenciálního směru jako rychlost v_C . Výsledek prověříme vztahem:

$$\frac{v'_B}{v'_C} = \frac{PB}{PC}$$

Normalové (dostředivé) zrychlení při grafickém řešení (obr 11) leží na normále, je dáno vztahem $a_n = v^2 / \rho$, kde ρ je poloměr křivosti dráhy bodu, a směřuje vždy do středu křivosti. V našem případě $a_B = \frac{v_B^2}{AB}$, $a_C = \frac{v_C^2}{CD}$

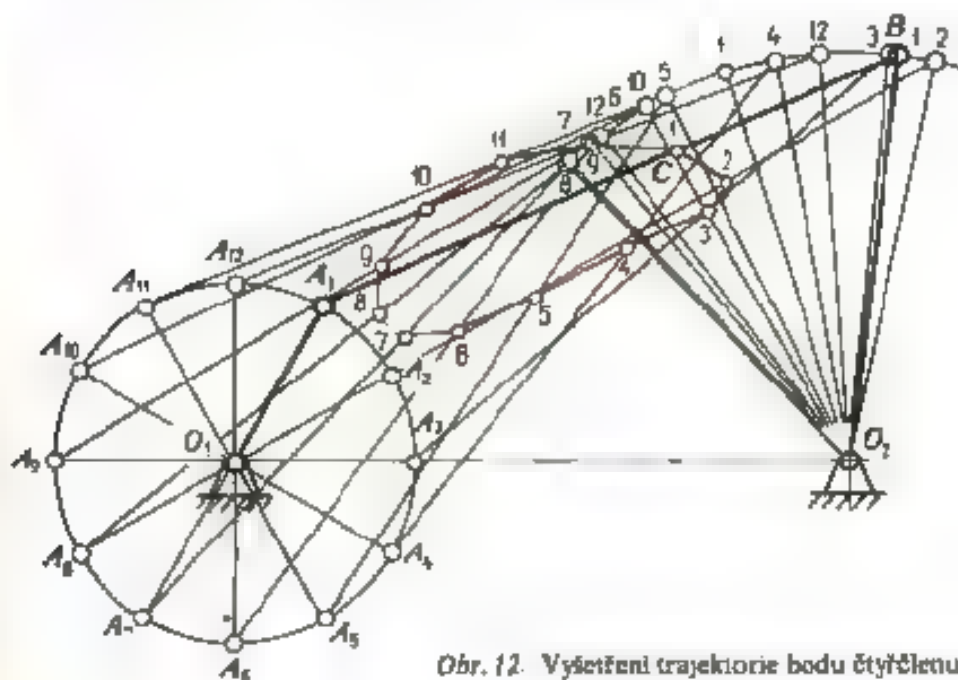


Obr 11 Rychlosti a zrychlení u čtyřčlenu

Zkoumané mechanismy, rychlosti a zrychlení kreslíme v měřítku, a podle něho výsledky řešení též vyhodnocujeme.


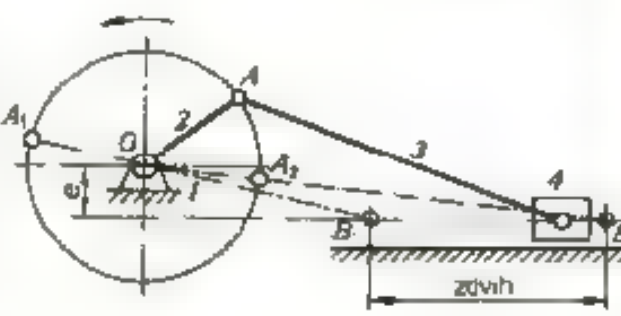
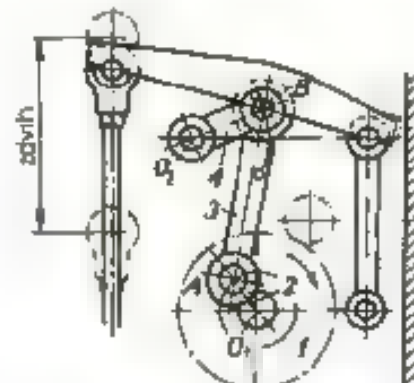

2.4.4 Vyšetření trajektorie bodu čtyřčlenu

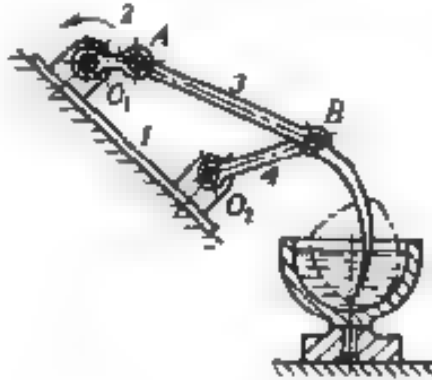
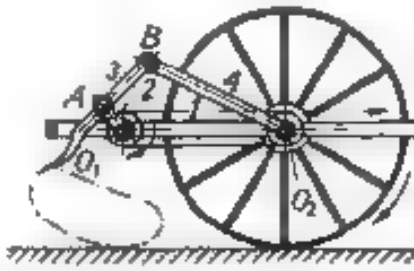
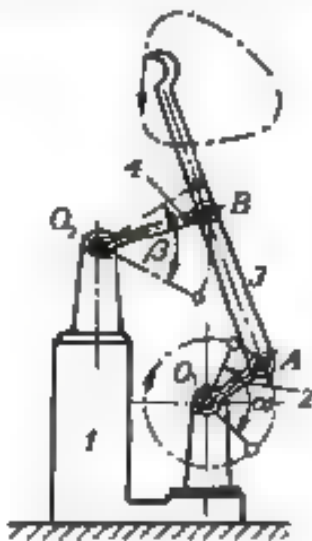
Dráhu (trajektorii) bodu mechanismu vyšetříme, rozdělíme-li dráhu koncového bodu A hnacího členu na zvolený počet dílů a pak zakreslíme mechanismus v příslušných polohách (obr. 12). Tak zjistíme trajektorii libovolného bodu C ojnice, popř. i bodu na prodloužené ojnici nebo na připojeném rameni.



Obr. 12. Vyšetření trajektorie bodu čtyřčlenu

Tab. 7. Příklady kloubových mechanismů

Název	Vyobrazení
<p><i>Středový klikový mechanismus</i></p> <p>Vystřednost $e = 0$ (viz kap. 2.5)</p>	
<p><i>Vystředný klikový mechanismus, $e \neq 0$</i></p> <p>Hnací členem může být jak klůka 2 (klukový lis, pístový kompresor), tak i posouvající se člen (píst, klůžák, smýkač) 4 (pístový spalovací motor).</p> <p>Na rozdíl od centrického mechanismu dává větší zdvih pístu než průměr klikové kružnice, umožňuje lepší výplach válce u dvoudobých spalovacích motorů, snižuje normálový tlak pístu na válec</p>	
<p><i>Pohon pístového čerpadla – přímočaré vedení</i></p> <p>Používá se u zdvižných čerpadel pro čerpání vody nebo nafty. Poháněcí stroj je elektromotor, spalovací motor s převodkou do pomalu nebo také ženiour</p>	
<p><i>Portálový jeřáb se sklápěcím výložníkem</i></p>	

Název	Vyobrazení
Hnětací stroj těsta	
Mechanismus obrátce sena	
Posouvací zařízení filmové promítatky	

2.4.5 Příklady kloubových mechanismů

jsou v tab. 7.

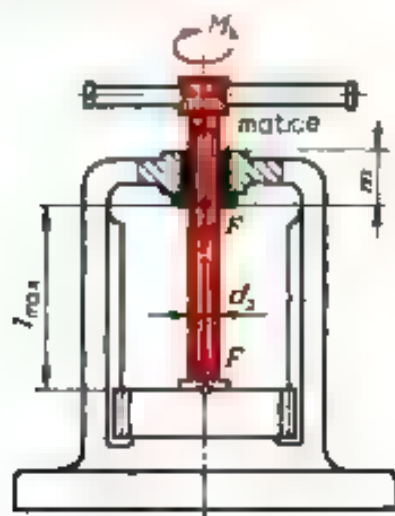
OTÁZKY A ÚKOLY

2.1 Čítí kinematických mechanismů

1. Co jsou to členy mechanismů a jaké mohou být?
2. Co jsou kinematické dvojice? Uveďte příklady

2.2 Šroubové mechanismy

1. Vymenujte příklady, kde jste se setkali v praxi se šroubovým mechanismem. U každého příkladu uveďte, o jaký princip šroubového mechanismu jde (podle tab. 2).
2. Proč mají vícechodé šrouby lepší účinnost?
3. Je možno zkonstruovat šroubový zvedák, u něhož se matice otáčí a šroub posouvá? Jestliže ano, načrtněte jej.
4. Načrtněte schematicky šroubový mechanismus svěráku.
5. Jaký je rozdíl mezi šroubovým a klinovým mechanismem?
6. Vřetenový lis o nosnosti 10 t (obr. 13) má maximální zdvih $l_{\max} = 800$ mm. Navrhněte jeho konstrukci a rozměry. Třecí úhel $\varphi = 6^\circ$.



Obr. 13. Ruční vřetenový lis

(Řešení: a) Stanovit potřebný nesymetrický lechoběžníkový závit vřetena z 11 500 předběžně ze vzpěrné pevnosti podle Eulera. b) Provést úplnou pevnostní kontrolu navrženého vřetena. c) Vypočítat potřebnou výšku bronzové matice m .)

2.3 Pákové mechanismy

1. Jaká je funkce páky a které druhy pák znáte? Uveďte příklady použití.
2. Načrtněte jednoramennou, dvouramennou a úhlovou páku. Znázorněte je i schematicky.
3. Na dvouramennou úhlovou páku k pohonu vývěvy působí na rameni $r_1 = 300$ mm sřídavá síla $F_1 = \pm 8$ kN. Druhé rameno $r_2 = 400$ mm. Materiál páky je ocel 1373, úhel páky $\alpha = 90^\circ$, vnější průměr náboje otočného čepu páky je 150 mm. Nakreslete tuto páku a vypočítejte rozměry obdélníkového průřezu v nebezpečném místě, je-li poměr stran $b/h = 1,3$.
4. Nakreslete schéma nůžkového mechanismu. Vysvětlete jeho funkci.

2.4 Kloubové mechanismy

1. Jaké podmínky pro délky jednočlenných členů čtyřčlenu musí být splněny, aby se hnací člen otáčel?
2. Nakreslete kloubový čtyřčlen a sestrojte trajektorii některého z jeho bodů, který není totožný s kloubem.
3. Nakreslete kloubový čtyřčlen, zvolte sílu a rychlost působící na hnací člen a vyšetřete graficky síly a rychlosti ostatních členů.
4. Měřicí zařízení provedené jako kloubový čtyřčlen má mít trvale kontrolovatelné nastavení kliky od vodorovné roviny (např. pod úhlem 70°). Ke kontrole se použije váhadla se zrcátkem odražejícím světelný paprsek na stupnici.
Navrhněte konstrukční řešení, kterým je možno zmenšit či odstranit zdánlivé vychýlení z předepsaného nastavení kliky vlivem tolerancí v kloubech. Předpokladem je, že ložisko váhadla je bez vůle. Doložte schematickým náčrtem.

2.5 Klíkový mechanismus

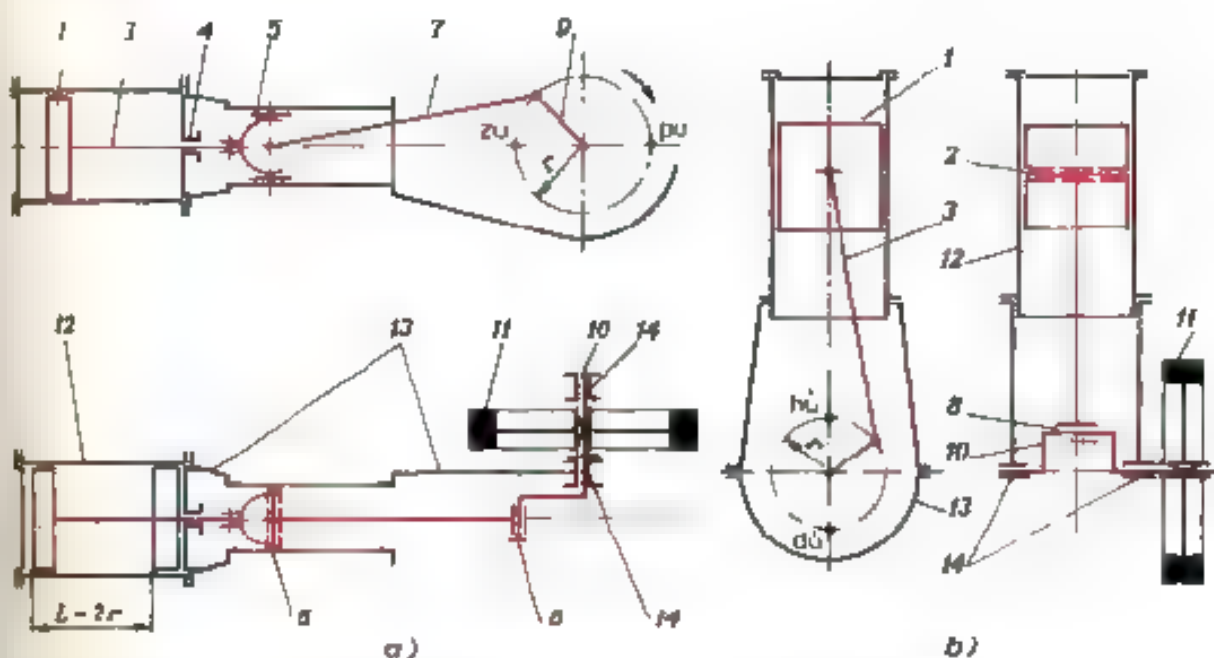
Jde o zvláštní případ čtyřčlenného kloubového mechanismu. Bude-li vahadlo nekonečně dlouhé, změní se kruhová dráha kloubu C na přímou (obr. 14). Prakticky stejného pohybu se dosáhne, je-li kloub C veden posuvně. Tento mechanismus přeměňuje otáčivý pohyb na přímou (u pístových čerpadel a kompresorů) anebo naopak (u spalovacích motorů).



Obr. 14. Vznik klíkového mechanismu jako speciální případ čtyřčlenného kloubového mechanismu s nekonečně dlouhým vahadlem

Klíkový mechanismus je důležitým ústrojím všech pístových strojů. Je to ústrojí dosti komplikované, drahé a náročné na údržbu.

V praxi bývají dva druhy klíkových mechanismů: *klíkový mechanismus s křížákem* (obr. 15a), používaný dnes již málo, a to u velkých pomaloběžných strojů, a *zkrácený klíkový mechanismus* (obr. 15b), používaný u menších rychloběžných strojů, např. automobilových spalovacích motorů.



Obr. 15. Klíková ústrojí: a) s křížákem ležatého jednoválcového dvojčinného parního stroje, b) zkrácené klíkové ústrojí jednočinného spalovacího motoru

1 - píst, 2 - pístní čep, 3 - pístní tyč, 4 - ucpávka, 5 - křížák, 6 - křížákový čep, 7 - ojnice, 8 - klíkový čep, 9 - čelní kůka, 10 - klíkový hřídel, 11 - setrvačnický, 12 - válec, 13 - rám stroje, klíková skříň, 14 - hlavní ložiska

Úvratě klíky: zú - zadní, pú - přední, hů - horní, dů - dolní

2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu

Pohybové poměry v klikovém mechanismu (byly odvozeny v mechanice)

1. Dráha pístu v libovolném místě (obr. 16a):

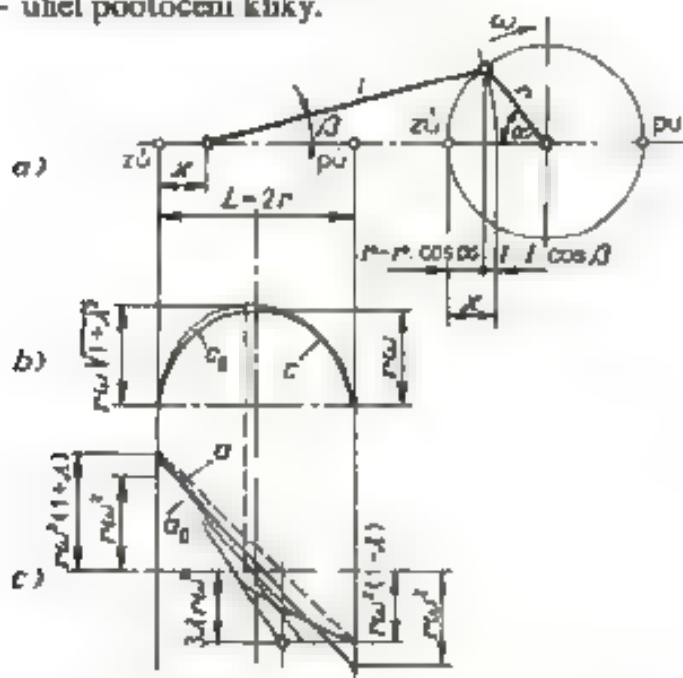
$$x = r[(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2}\lambda \cdot \sin^2 \alpha],$$

kde r je poloměr kliky,

l — délka ojnice,

$\lambda = r/l$, bývá od 1/3,5 u rychloběžných spalovacích motorů, do 1/5 u pomaloběžných kompresorů a čerpadel,

α — úhel pootočení kliky.



Obr. 16. Schéma klikového mechanismu pro výpočet pohybových poměrů

a) určení dráhy x , b) průběh teoretické rychlosti pístu c_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečné rychlosti c , c) průběh teoretického zrychlení pístu a_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečného zrychlení a .

$zú, pú$ — zadní a přední úvrat pístu,

$zú, pú$ — zadní a přední úvrat kliky

Pro nekonečně dlouhou ojnici $l = \infty, \lambda = 0$:

$$x_0 = r(1 - \cos \alpha).$$

2. Rychlost pístu v libovolném místě (obr. 16b):

$$c = \frac{dx}{dt} = r \cdot \omega (\sin \alpha \pm \frac{1}{2}\lambda \cdot \sin 2\alpha),$$

pro nekonečně dlouhou ojnici:

$$c_0 = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha.$$

Střední rychlost pístu:

$$c_s = 2L \cdot n,$$

kde $L = 2r$ je zdvih pístu (m),

n — otáčky stroje (s^{-1}).

3. Zrychlení pístu v libovolném bodě (obr. 16c).

$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cdot \cos 2\alpha).$$

Extrémní hodnoty:

píst i kliky v zadní úvratí zú

$$\alpha = 0^\circ, \quad a_s = r \cdot \omega^2 (1 + \lambda),$$

píst i kliky v přední úvratí pú

$$\alpha = \pi, \quad a_s = r \cdot \omega^2 (1 - \lambda).$$

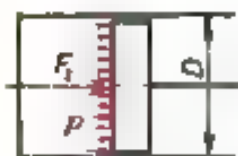
Pro nekonečně dlouhou ojnicí.

$$a_0 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha.$$

Sílové poměry v klikovém mechanismu (odvození v mechanice)

1. Vnitřní síla (tlak média) na píst (obr. 17):

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$$



Obr 17 Tlak média na píst



Obr 18 Schéma setrvačných a odstředivých sil v klikovém mechanismu

2. Setrvačná síla posuvných hmot (obr. 18)

$$F_s = m_s \cdot a, \quad m_s = m_p + m_t + m_k + m_{os},$$

kde m_s je hmotnost posuvných hmot,

m_p — hmotnost úplného pístu (včetně pístního čepu a kroužků),

m_t — hmotnost pístní tyče,

m_k — hmotnost křížáku,

m_{os} — hmotnost posouvající se části ojnice.

Extrémní hodnoty jsou v úvratích:

$$F_{1\max} = F_{1b} = m_2 \cdot a_b = m_2 \cdot r \cdot \omega^2(1 + \lambda),$$

$$F_{1\min} = F_{1d} = m_2 \cdot a_d = m_2 \cdot r \cdot \omega^2(1 - \lambda).$$

3. Odstředivá síla rotujících hmot (obr. 18)

$$F_C = m_C \cdot r \cdot \omega^2, \quad m_C = m_r + m_{or},$$

kde m_C je hmotnost rotujících částí klikového mechanismu,

$m_r = \sum \frac{m_i \cdot r_i}{r}$ – hmotnost zalomené části klikového hřídele redukovaná na poloměr kliky r ,

m_i – hmotnosti jednotlivých částí zalomení kliky,

r_i – poloměry těžišť jednotlivých částí zalomení,

m_{or} – hmotnost rotujících částí ojnice,

$\omega = 2\pi \cdot n$ – úhlová rychlost.

Pro rychloběžné spalovací motory bývá $m_{or} = 0,3m_o$, $m_{or} = 0,7m_o$, kde m_o je hmotnost úplné ojnice.

4. Výsledná síla na píst (obr. 19):

$$F = F_i + F_o + m_p \cdot g,$$

(člen $m_p \cdot g$ se uvažuje pouze u stojatých strojů).



Obr 19. Síly v klikovém mechanismu
hř, dř – horní a dolní úvratí kliky

Rozklad sil na pístním čepu.

normálová síla $F_n = F \cdot \tan \beta$ je zachycena stěnou válce,

síla v ojnici $F_o = \frac{F}{\cos \beta}$.

pro $\lambda = 1/5$ je $\tan \beta_{\max} = r/l = 0,2$,

$$F_{\text{radmax}} = 0,2F,$$

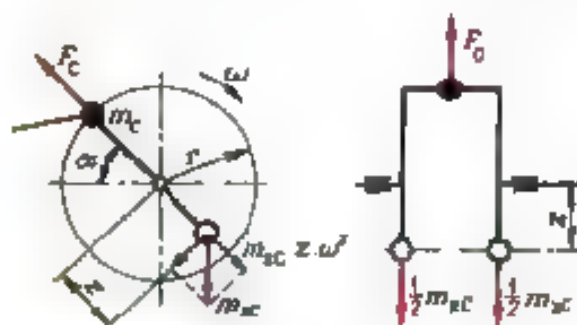
$$F_{\text{osmax}} = \frac{F}{\cos \beta_{\max}} = \frac{F}{0,98} \approx 1,02F.$$

5. Síly na klíče (obr. 19):

radiální $F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta),$

tangenciální $F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta)$

Extrémy: $F_{t\max} = F_{o\max} \approx 1,02F$ pro $\alpha + \beta = \frac{1}{2}\pi,$
 $F_{r\max} = F$ pro $\alpha = 0$ nebo $\pi.$



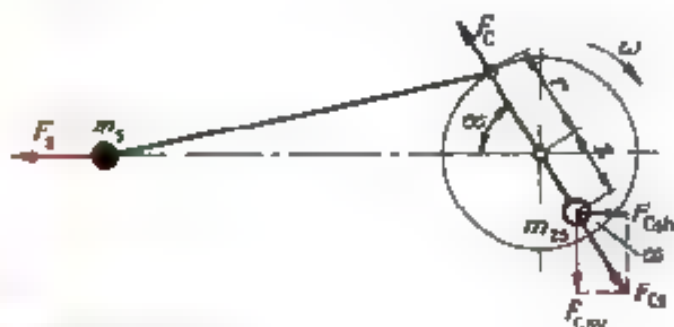
Obr. 20. Schéma vyvažování odstředivých sil

6. Vyvažování:

a) odstředivé síly (obr. 20):

$$F_c = m_c \cdot r \cdot \omega^2 = m_{cz} \cdot z \cdot \omega^2,$$

$m_{cz} = m_c \cdot r/z$ je hmotnost vývažku pro vyvážení odstředivých sil,



Obr. 21 Schéma vyvažování setrvačných sil

b) setrvačné síly (obr. 21):

setrvačná síla

$$F_s = m_s \cdot a = m_s \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cdot \cos 2\alpha),$$

odstředivá síla závaží vyvažující setrvačnou sílu F_s .

$$F_{cs} = m_{cs} \cdot z \cdot \omega^2$$

a její složky:

$$\text{horizontální} \quad F_{\text{Ch}} = m_{\text{sz}} \cdot z \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha,$$

$$\text{vertikální} \quad F_{\text{Cv}} = m_{\text{sz}} \cdot z \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha.$$

Při zanedbání setrvačné síly 2. řádu bude:

$$F_s = F_{\text{Ch}}.$$

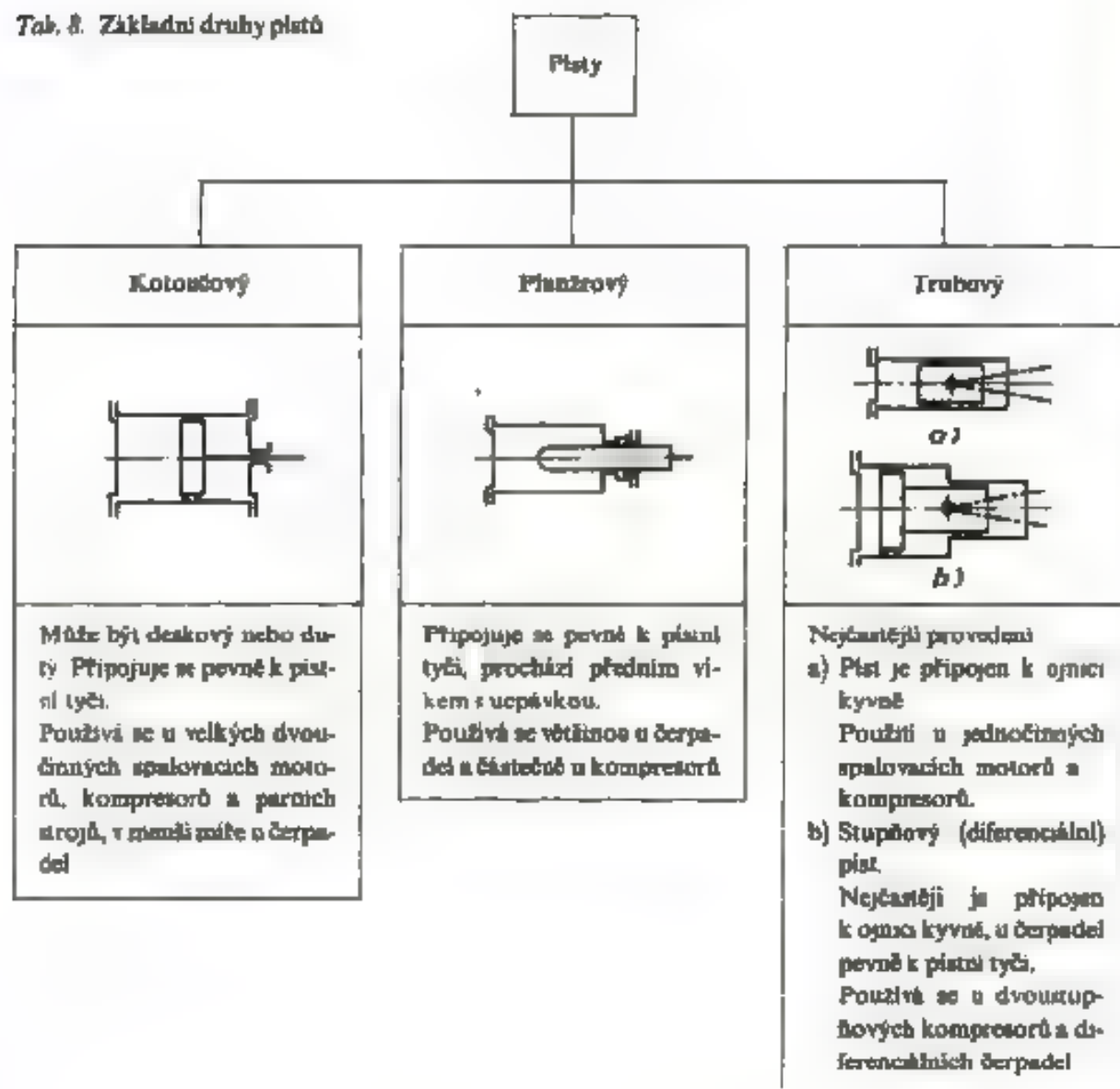
$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_{\text{sz}} \cdot z \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha,$$

kde m_{sz} je hmotnost vývažku posuvných hmot.

Nevyvážená složka F_{Cv} se u vertikálních strojů zachycuje základovými šrouby.

U horizontálních strojů se v praxi vyvažuje jen $\frac{1}{2}m_p$.

Tab. 8. Základní druhy pístů



2.5.2 Pisty s příslušenstvím

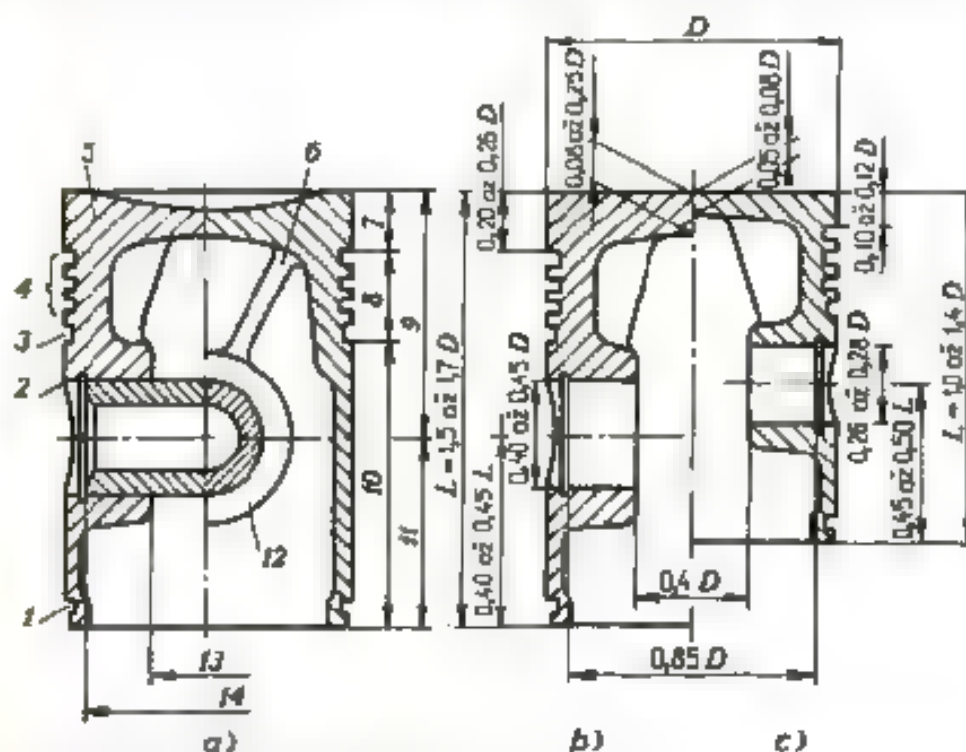
Pisty

Pracovní prostor pístového stroje je vytvořen válcem, víkem válce a posuvnou příčnou stěnou určitého tvaru — pístem. Na píst tlačí u motorů tlak média, píst vykonává posuvný pohyb a přenáší jej na pístní oko ojnice (u zkráceného mechanismu).

Základní druhy pístů jsou v tab. 8.

Požadavky na píst:

- velká pevnost, u tepelných strojů i za tepla, a odolnost proti korozi,
- dobré kluzné vlastnosti i při ztížených mazacích podmínkách a odolnost proti otěru a opotřebení,
- přiměřená tvrdost a přitom uspokojivá vrubová houževnatost,
- malá hustota, zejména u rychloběžných strojů lehký píst zmenšuje velikost setrvačných sil se všemi důsledky pro vyvážení, zatížení ložisek, ojnice atd.,
- malá tepelná roztažnost (pokud možno stejná nebo menší než roztažnost materiálu válce) a dobrá tepelná vodivost (pro zamezení místního přehřátí),



Obr. 22. Konstrukce trubových pístů

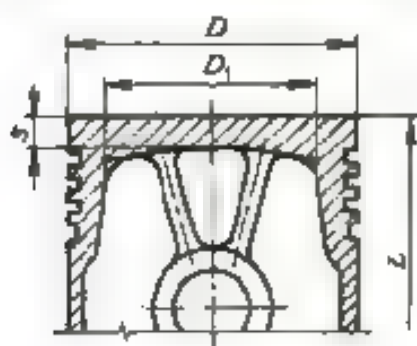
- a) názvosloví: 1 — drážka pro spodní stírací kroužek, 2 — pojistný kroužek pro díry, 3 — drážka pro horní stírací kroužek, 4 — drážky pro těsnicí kroužky, 5 — dno pístu, 6 — žebro, 7 — vzdálenost prvního kroužku od dna, 8 — výška partie kroužků, 9 — délka svršku pístu, 10 — pláště pístu, 11 — délka spodku pístu, 12 — pístní oko, 13 — vzdálenost pístních ok, 14 — délka pístního čepu;
 b) relativní rozměry pro vznětové motory,
 c) relativní rozměry pro zážehové motory

- f) dobrá slévatelnost (u litých pístů) nebo tvárnost (u lisovaných pístů),
- g) snadná obrobitelnost,
- h) nízká cena,
- i) chemické složení bez deficitních kovů

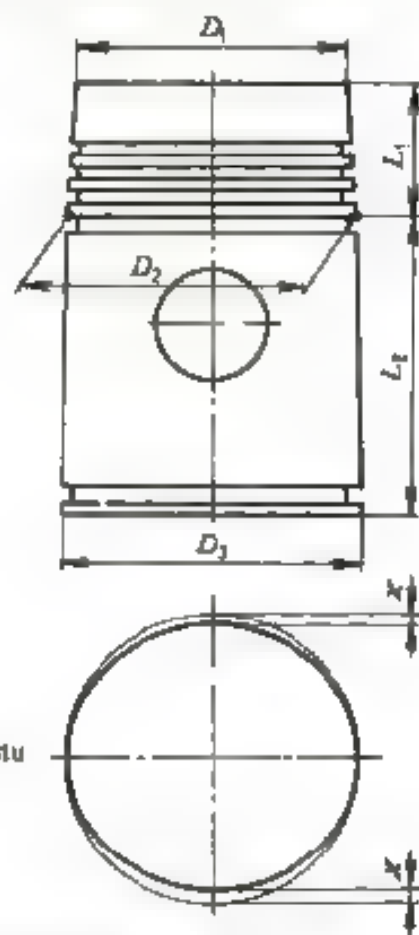
Používají se zejména dvě skupiny materiálů:
 litiny a oceli (na odlitky nebo výkovky),
 lehké slitmy (lité do kokil nebo lisované).

Protože pomaloběžné, dvojčinné stroje se dnes již téměř nepoužívají, budeme se v dalším zabývat pouze součástími zkráceného klikového mechanismu

Konstrukce trubových pístů (obr. 22) mají tvar dutého válce otevřeného do klikové skříně, pístní čep pro ojniční oko je zasazen do tělesa pístu. Na obvodě pístu jsou drážky pro těsnicí a stírací kroužky. V pracovním válcí spalovacích motorů jsou vysoké tlaky a teploty ($p_{\max} = 7 \text{ MPa}$, $t_{\max} = 400^\circ\text{C}$). Trubové písty musí nejen těsnit prostor ve válci, ale i odvádět teplo ze dna pístu a zachytit tlak kolmý k ose pístu.



Obr. 23. Výpočet dna pístu



Obr. 24. Kuželovitost a ovalita pístu
 strmější kužel $D_2/D_1 \times L_1$,
 mírnější kužel $D_2/D_1 \times L_2$,
 ovalita = $2x$

Materiály trubových pístů a jejich vlastnosti jsou v tab. 9.

U trubových pístů kontrolujeme tloušťku dna pístu jako po obvodě velkou kruhovou deskou zatíženou tlakem média ve válci (obr. 23).

$$\sigma_a = \frac{D_1^2 \cdot p_{\max}}{4s^3} \leq \sigma_{Dn} = 50 \text{ až } 60 \text{ MPa}$$

(vyšší hodnoty pro litinu, nižší pro lehké slitmy).

Tab. 9. Materiály pro trubkové plety a jejich vlastnosti

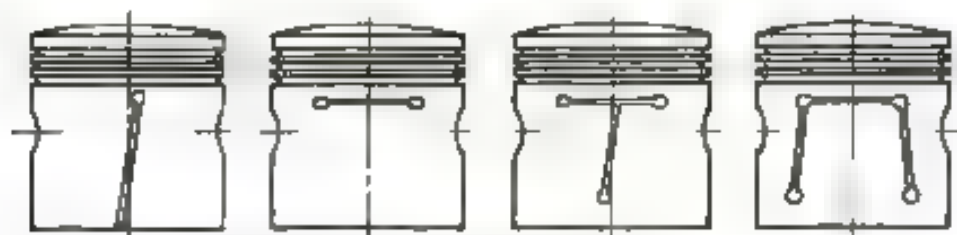
Druh materiálu	Látky			Slitiny hliníku				Slitiny hliníku
	ledá	temperovaná perlitická	tvárná perliticko-fertická	Al-Cu ¹⁾	Al-Cu-Ni-Mg	Al-Si eutektická	Al-Si nadutektická	
Označení ČSN	42 2420	42 2350	42 2306	42 4356	42 4315	42 4336	42 4387	Mg-Al 42 4911
Obsah hlavních prvků	3 až 3,5 % Cu	nepředepisuje se			3,75 až 4,5 % Cu 1,75 až 2,25 % Ni 1 až 1,75 % Mg	0,8 až 1,3 % Cu 1 až 2 % Ni 11,5 až 13 % Si 0,9 až 1,3 % Mg	1,5 až 2 % Cu 0,5 až 1 % Ni 19,5 až 22 % Si 0,75 až 1,1 % Mg	7,5 až 9 % Al
Hustota ($10^{-3} \text{ kg m}^{-3}$)	7,18	7,4	7,06	až 3	2,75	2,7	2,65	1,9
Teplotná roztažnost ($10^{-6} \text{ mm mm}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	12 až 13	10 až 12	12,7 až 13,4	25	22,5	20 až 21	17 až 19	26
Teplotná vodivost ($\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	45 až 50	44 až 47	29 až 32		88	92	109 až 121	113
Tvrdost HB při 20 °C při 300 °C	180 až 220 170 až 210	200 až 240 180 až 220	220 až 280 200 až 250	70 až 150 30	80 až 100 32	80 až 100 30	80 až 120 30 až 32	65 12
Pevnost v tahu (MPa) při 20 °C při 300 °C	min. 200 min. 170	min. 540	min. 600 540	130 až 200 80 až 120	200 až 270 90 až 110	157 až 177 90 až 120	180 až 200 80 až 120	160 až 230 70
Modul pružnosti (MPa)	98 000 až 110 000		154 000 až 169 000		73 500	76 500	77 000 až 86 000	42 000
Klizné a tlakové vlastnosti	velmi dobře	velmi dobře	velmi dobře	dobře	dobře	dobře	dobře	menší životnost
Cenové vlastnosti	levně	levnější	levnější	dražší	dražší	dražší	dražší	dražší

¹⁾ Dnes se již pro vysokou křehkost a velkou teplotnou roztažnost užívá co nejmenší, a to jen u pletí se ličebnou sítě nebo s invarovou výložkou

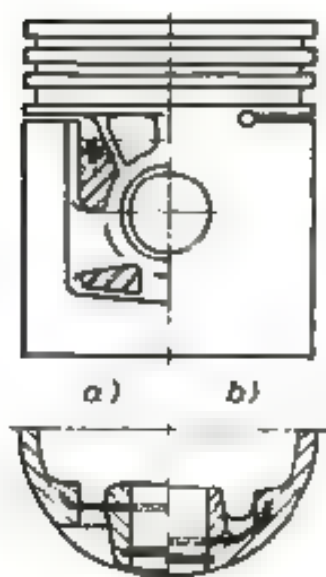
Dále se kontroluje tlak mezi pístem a válcem:

$$p = \frac{F_{\text{max}}}{D \cdot L} \leq p_0 = 0,15 \text{ až } 0,45 \text{ MPa}.$$

U tepelně namáhaných pístů je nejvíce namáháno dno. Proto je třeba přizpůsobit tvar pístu ve studeném stavu teplotním poměrům při provozních podmínkách. Obvykle u většiny spalovacích motorů vyhovuje povrch pístu ve tvaru dvou souosých kuželů, protínajících se u drážky stíracího kroužku nad pístním čepem (obr. 24). Aby měl píst za tepla požadovaný kruhový tvar, vyrábí se za normální teploty s oválným tvarem (v důsledku různé tepelné roztažnosti pístu v navzájem kolmých rovinách, způsobené nahromaděním materiálu u ok). Místo oválného broušení je možno odfrézovat části pístů v okolí ok pístních čepů.



Obr. 25. Písty zážehových motorů s rozříznutým pláštěm



Obr. 26. Písty zážehových motorů se členy regulačními roztažení
a) píst s okénkem a invarovou vložkou, b) píst se zalitou invarovou vložkou

Písty se členy regulačními roztažení. Rozříznutí pláště pístu dovozuje menší vůle pístu (obr. 25). Písty s invarovou vložkou (obr. 26) mají zalité destičkové regulační členy z legované oceli.

Pístní čepy

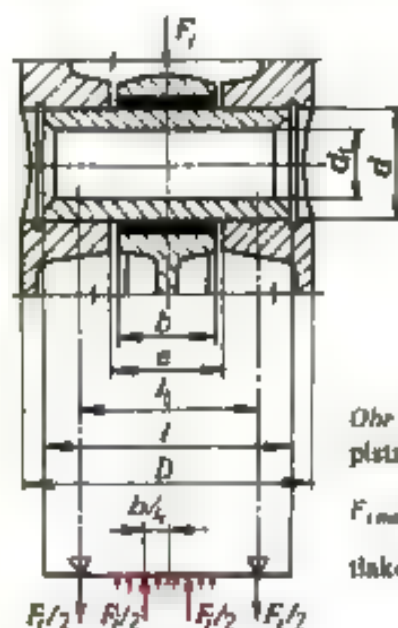
Přenášejí tlak plynů ve válci i setrvačné síly pístu na ojnici. Bývají zpravidla duté, z cementačních ocelí 12 020, 14 220, nebo výjimečně i 16 520 (úzkoprofilová drahá ocel), nebo z nitridačních ocelí 15 230 (HRC = 55 až 63). V poslední době se však používají často pístní čepy indukčně povrchově kalené (12 050).

Pístní čepy jsou normalizovány. Průměry pístních čepů se určí z empirických vzorců podle průměru válce (obr. 27):

pro pomaloběžné spalovací motory: $d = (0,35 \text{ až } 0,50) D$,

pro rychloběžné spalovací motory: $d = (0,31 \text{ až } 0,41) D$.

Vnitřní průměr dutého čepu: $d_1 = (0,55 \text{ až } 0,75) d$.



Obr. 27 Návrh a kontrola pístního čepu

$F_{i \max} = \frac{\pi D^3}{4} p_{\max}$ je maximální tlaková síla plynu na píst

Pístní čep se kontroluje (obr. 27, viz též Stavba a provoz strojů I):

a) na ohýb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} = 80 \text{ až } 150 \text{ až } 330 \text{ MPa (podle materiálu),}$$

$$M_o = \frac{F_{i \max}}{2} \cdot \left(\frac{l_0}{2} - \frac{b}{4} \right),$$

$$W_o = \frac{1}{10} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d},$$

b) na otláčení v ojnicím oku:

$$p_1 = \frac{F_{i \max}}{d \cdot b} \leq p_{D1} = 30 \text{ až } 60 \text{ MPa,}$$

c) na otláčení v okách pístu:

$$p_2 = \frac{F_{i \max}}{(l - e) \cdot d} \leq p_{D2} = 20 \text{ až } 50 \text{ MPa.}$$

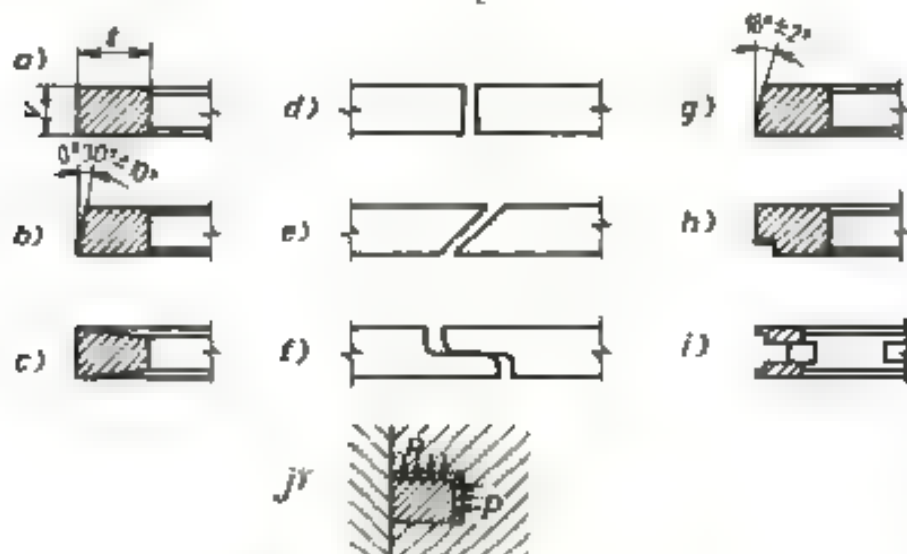
Pístní čep se máže olejem rozstříkaným v klikové skříní otvory v pístních okách nebo tlakovým olejem přiváděným do ojnicího oka vrtanou ojnicí apod. Zpravidla

je pístní čep uložen v okách hliníkového pístu pevně (N6/h4 nebo N7/h6) a v ojnicím oku otočně (E8 nebo D8/h4, E8 nebo D8/h6). Může to být i naopak: tzv. *plavoucí čep* se po zahřátí pístu otáčí v okách pístu i v ojnicím oku. Proti osovému posunutí se pístní čep pojišťuje pojistnými kroužky do děr nebo zátekami z plastů.

Utěsnění pístů — pístní kroužky

Nejlépe a nejčastěji se písty utěšňují kovovými rozříznutými samočinně pružícími kroužky. Pístní kroužky jsou:

- těsnicí*, které zamezují pronikání plynů z pracovního prostoru válce nad pístem do klikové skříně (obr. 28a, b, c),
- stírací*, které zamezují pronikání oleje z klikové skříně do pracovního prostoru, ale mají propustit určité množství oleje nutné k mazání kluzné plochy válců (obr. 28g, h, i).



Obr. 28. Pístní kroužky

Profily těsnících kroužků a) válcový, b) zkosný, c) lichoběžníkový

Spáry (zářazy) těsnících kroužků d) kolmé, e) šikmé, f) přesazené

Profily stíracích kroužků g) polozkosný, h) osazený, i) s výřezy, j) funkce těsnících kroužků

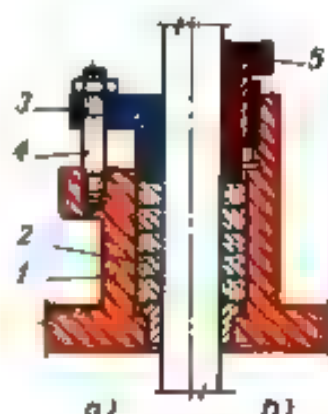
Pístní kroužky se vyrábějí z jemnozrnné speciální šedé litiny. Pro podřadnější účely se používá i šedá litina tepelně nezpracovaná (42 2420 a 42 2425). Aby se zkrátil záběh kroužků, vyvinulo se mnoho způsobů povrchové úpravy kroužků, jako galvanické pocínování, fosfátování, grafitování atd. Zvlášť vhodné je chromování prvního kroužku, čímž lze prodloužit jeho životnost třikrát až pětikrát při dvojnásobném prodloužení životnosti ostatních nechromovaných kroužků i válců, snížit spotřebu oleje o 10 až 20 % a snížit sklon k zadíráni u vzduchem chlazených motorů. V poslední době vyrábějí Kovohuty Mokrač též pístní kroužky ze spékané oceli s obsahem 4,7 % CuPb, které mají vyšší odolnost proti otěru a i ostatní mechanické vlastnosti mají lepší než litinové kroužky. Protože se vyrábějí převážně lisafskou technikou,

jsou tyto kroužky i levnější. Rozměry kroužků se volí podle ČSN (viz ST). Pro návrh slouží vzorec (obr. 28a):

$$t = (1/25 \text{ až } 1/30) D, \quad v = (0,6 \text{ až } 0,8) t.$$

2.5.3 Utěsnění součástí s přímočarým vratným pohybem

Plunžrové písty čerpadel, písty a pístnice hydraulických válců procházející víkem válce (tab. 8), včetně ventilů a šoupátek se těsní ucpávkami. Požaduje se u nich těsnost, poddajnost, snadná obsluha, malé ztráty třením a trvanlivost. Podle těsniva rozeznáváme ucpávky s těsnivem měkkým nebo kovovým a ucpávky manžetové.



Obr. 29. Ucpávka s měkkým těsnivem

a) a hrdlem, b) s maticí

1 – hrdlo ucpávky, 2 – těsnivo,

3 – víko ucpávky, 4 – šroub

k přitlačování víka, 5 – matice

Ucpávky s měkkým těsnivem

Konstrukce této ucpávky je na obr. 29. Těsnivem jsou obvyčejné provazce nebo kroužky čtvercového průřezu z nekovových materiálů, např. z konopí, bavlny, azbestu, písti, korku, kůže, pryže a plastů (např. polytetrafluorethylen, teflon) nebo jejich kombinací (např. pryžové jádro opředené bavlnou).

Ucpávky s kovovým těsnivem



Obr. 30. Těsnivo ucpávek s kovovým těsnivem obsahuje vložky a obal z olova, mosazi nebo bronzu, též zinku, niklu, mědi nebo měkké oceli pro zmenšení opotřebení a zvýšení trvanlivosti

a) pramence z olověného drátu obalené bavlnou, azbestem nebo pryžováním tkaninou.

b) lamelový těsnící prstenec z vlnitého měkkého plechu a vložky z měkké hmoty, c) fólové

těsnivo je složeno z bavlněného nebo azbestového jádra obaleného tenkým fóliem z hliníku,

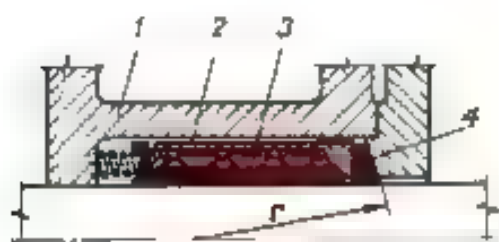
mědi, olova nebo cínu, d) nedělené duté kovové kroužky z kompozice, olova nebo mědi

jsou naplněny grafitem, který má stykovou plochu, e) u dělených těsnících kroužků

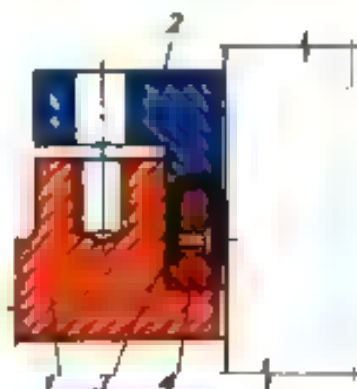
kulečovitého tvaru jsou vnitřní kroužky z měkkých plastických kovů (nejčastěji

z kompozice), vnější kroužky bývají litinové

Pro vyšší tlaky a teploty, např. u spalovacích motorů a kompresorů, je nutno použít ucpávky s kovovým těsnivem. Těsnicí kroužky mohou mít čtvercový průřez (obr. 30a, b, c, d), průřez pravouhlého trojúhelníka (obr. 30e), nebo rovnostranného trojúhelníka (obr. 31).



Obr. 31. Ucpávka s kovovým těsnivem a s kulovým uložením kroužků
1 - hrdlo ucpávky, 2 - pohyblivé pouzdro, 3 - kovové těsnicí kroužky, 4 - kroužek s kulovým uložením

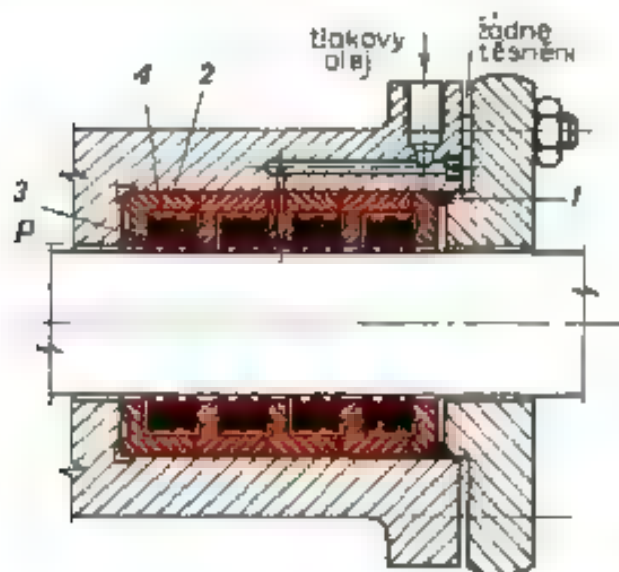


Obr. 32. Ucpávka s manžetou tvaru U
1 - hrdlo ucpávky, 2 - víko ucpávky, 3 - manžeta, 4 - opěrný tvarový kroužek

Manžetové ucpávky

Patří k samočinným ucpávkám, poněvadž provozní tlak podporuje těsnicí účinek. Nejdůležitější tvary manžet a tvářeného pryžového těsnění jsou v tab. 10. Manžeta v ucpávce je na obr. 32. Materiál manžet, kromě vrstvené a nevrstvené pryže, může být také kůže a polytetrafluorethylen. U kyslíkových kompresorů (médium nesmí přijít do styku s olejem) se manžety nahrazují uhlíkovými kroužky, které umožňují zvýšit rychlost, a tím i zlevnit stroj.

Pro jednoduché utěsnění pístů a pístních tyčí u čerpadel a hydromotorů slouží též kroužky kruhového průřezu (O-kroužky, viz ST1).

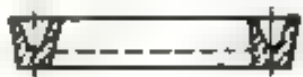
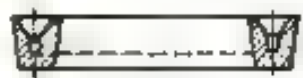


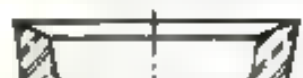
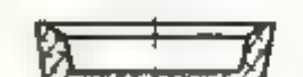
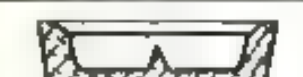
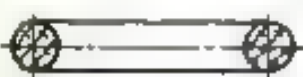


Obr. 33. Komorová ucpávka
1 - kruhové těsnění z měkké oceli, 2 - komora ucpávky, 3 - dělený těsnicí kroužek, 4 - obvodová šroubovitá pružina

Komorové ucpávky

Pro vysoké kluzné rychlosti, vysoké tlaky a teploty se používá trojdílných až šestidílných kroužků z kompozice, z grafitické litiny, uhlíku nebo spékaných kovů, které jsou ke kluzné ploše přitlačovány obvodovými pružinami (obr. 33). Tyto komorové ucpávky nevyžadují kromě mazání žádnou obsluhu a vyznačují se nižším třením a menším opotřebením.

Tab. 10 Přehled pryžového tvářeného těsnění a hlavní údaje o jeho použití (podle ČSN 02 9250)

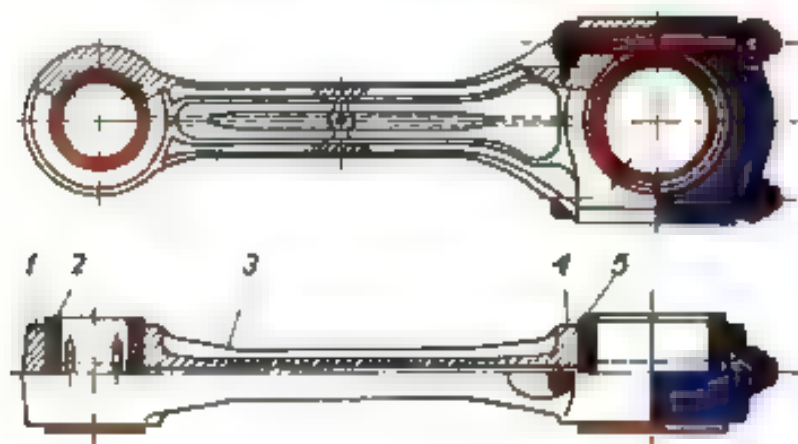
Označení	Průřez	Číslo rozměrové normy	Provedení	Rozsah průměrů (mm)	Použití pro	
					Tlak p (MPa) do	provozní teplota t (°C) do
L		02 9260	nevrstvené	$d = 6$ až 220	15	100
		02 9261	vrstvené	$d = 6$ až $1\,000$	10 až 40	230
Y		02 9264	vrstvené	$d = 6$ až $1\,000$	60	230
M		02 9270	nevrstvené	$D = 8$ až 70	5	100
		02 9271	vrstvené	$D = 80$ až 630	10	230
B		02 9272 ¹⁾	nevrstvené	$D = 25$ až $43,6$	20	100
A		02 9273 ¹⁾	nevrstvené	$D = 17$ až 36		
O		02 9281	nevrstvené	$d = 6$ až 500		

¹⁾ Převážně pro automobilové brzdy.

2.5.4 Ojnice

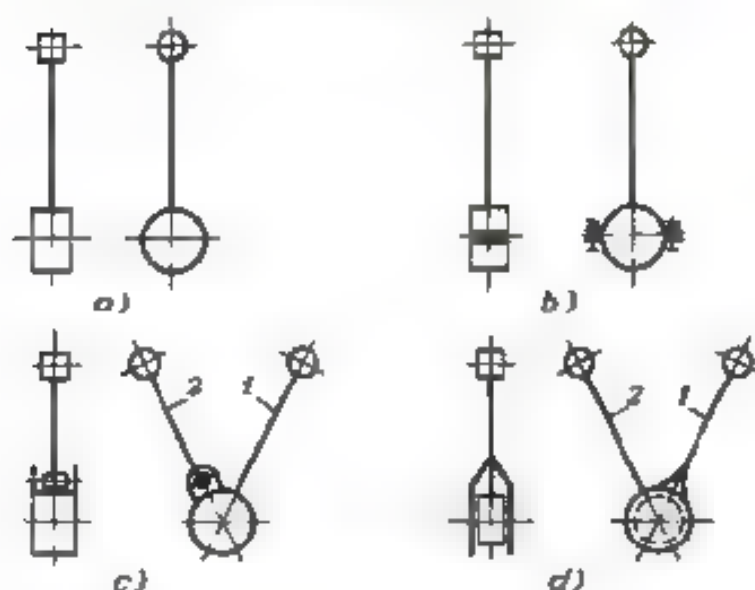
Spojuje klikový čep s pístním čepem. Skládá se (obr. 34) z dílku a dvou ojnicích hlav, klikové a pístní. Hlavy mohou být nedělené (zavřené) nebo dělené. Pístní hlava koná přímočarý pohyb, kliková hlava rotační, ojnice jako celek koná kývavý pohyb.

Možnosti uspořádání ojnic rychloběžných strojů jsou na obr. 35.



Obr. 34. Ojnice stojatého rychloběžného kompresoru

1 – pístní ojnicí hlava (ojnicí oko), 2 – bronzové pouzdro, 3 – dílek, 4 – kliková ojnicí hlava, 5 – pánev (kompozice nebo bronz)



Obr. 35. Druhy ojnic rychloběžných strojů

a) obě hlavy zavřené (např. u dvoudobých motocyklových motorů), b) pístní hlava zavřená, kliková dělená (nejčastější uspořádání), c) jedna z úprav ojnice pro motor s hvězdičkovým motorem, d) rozvidlená kliková hlava (pro motory do V)

1 – hlavní ojnice, 2 – vedlejší ojnice

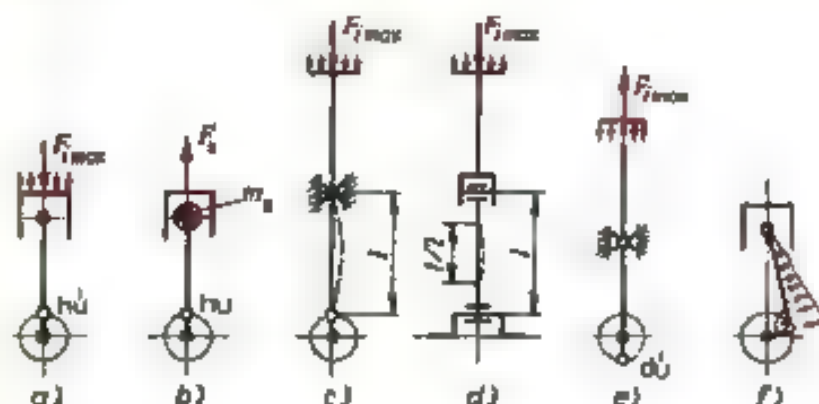
Materiál a konstrukce

Ojnice se vyrábějí nejčastěji zápusťkovým kováním nebo lisováním z oceli. U velkých, pomaloběžných strojů mohou být z uhlíkových ocelí (11 423, 11 500,

11 600), u menších, rychloběžných strojů z ušlechtilých uhlíkových a legovaných ocelí (12 040, 12 050, 13 240, 14 150, 14 240, 15 142, 15 260, 16 250, 16 341, 16 440), vesměs zušlechťených. U leteckých motorů se používá i kovaných slitin hliníku (dural).

Pevnostní výpočet ojnice

Krátké ojnice (s trubovými písty), např. u spalovacích motorů, jsou nejvíce namáhány tlakem plynu v hů (obr. 36a) a na tah setrvačnou silou v hů (obr. 36b). Dlouhé ojnice (u křížákových strojů) jsou nejvíce namáhány na vzpěr v hů při maximálním tlaku na píst (obr. 36c, d) a u jednočinných strojů na tah setrvačnou silou v hů, u dvoučinných pak tlakem média v dů (obr. 36e). Ojnice rychloběžných strojů je nutno též kontrolovat na ohyb od odstředivé síly v poloze, kdy svírají s klikou pravý úhel (obr. 36f).



Obr. 36. Zatížení ojnice

a) tlakem plynů ve válce, b) setrvačnou silou na tah, c), d) tlakem plynů na vzpěr, e) tlakem plynů na tah (u dvoučinných strojů), f) odstředivou silou na ohyb

1. Délka ojnice mává průřezy podle obr. 37.

Štíhlostní poměr $\lambda = l_0/l$,

kde l_0 je redukovaná délka ojnice,

v rovině kyvu (obr. 36c) $l_0 = l$,

v rovině kolmé na rovinu kyvu (obr. 36d) $l_0 = l/2$,

$i = \sqrt{J/S}$ — poloměr setrvačnosti.

a) Pro $\lambda < 60$ se provádí výpočet na prostý tlak.

$$\sigma_d = \frac{F_{0\max}}{S} \leq \sigma_{Dm} \pm \frac{1}{5} \sigma_{Dn}.$$

b) Pro $\lambda = 60$ až 105 se délka počítá na vzpěr podle Tetmajera:

$$F_{0\max} \leq F_{Dm} = S \cdot \frac{\sigma_{Dm}}{k_T}.$$

- c) Pro $\lambda > 105$ se počítá na vzpěr podle Eulera
v rovině kyvu ojnice (obr. 36c).

$$F_{\text{max}} \leq F_{\text{Dvex}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_x}{k_E \cdot l^2},$$

v rovině kolmé na rovinu kyvu (obr. 36d)

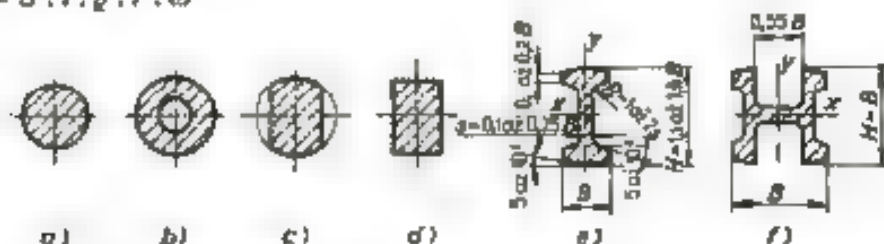
$$F_{\text{max}} \leq F_{\text{Dvxy}} = \frac{4\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{k_E \cdot l^2},$$

kde J_x, J_y jsou kvadratické momenty průřezu k osám x, y ,
 k_E, k_E bezpečnost (bývá 6 až 60 podle podmínek).

- d) Kontrola díku ojnice na ohyb od odstředivé síly (obr. 36f):

Za zjednodušujícího předpokladu díku konstantního průřezu bude odstředivá síla na klikovém čepu:

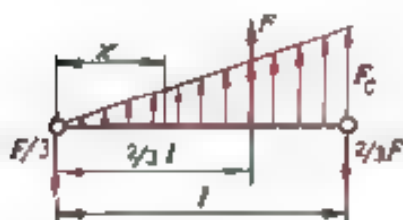
$$F_C = S \cdot l \cdot \rho \cdot r \cdot \omega^2$$



Obr. 37 Průřezy ojněního díku

Díky soustružené a frézované a) kruhový, b) mezikruhový, c) kruhový frézovaný,
d) obdélníkový

Díky kované, lisované, popř. lité e) profil I, f) profil H (vhodný pro ojnice s rozvlečenou hlavou)



Obr. 38 Namáhání ojnice odstředivou silou

Přibližné rozdělení síly podél ojnice je podle trojúhelníka (obr. 38). Síla F namáhající ojnici na ohyb a působící v těžišti trojúhelníka:

$$F = \frac{F_C}{2} = \frac{S \cdot l \cdot \rho \cdot r \cdot \omega^2}{2},$$

kde S je průřez díku ojnice (m^2),

l — délka ojnice (m),

r — poloměr klíky (m),

ω — úhlová rychlost klíky (s^{-1}),

ρ — hustota ojnice ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Ohybový moment v libovolném místě ojnice

$$M_{ox} = \frac{F}{3} x - F \left(\frac{x}{l} \right)^2 \frac{x}{3} = \frac{F}{3} \left(x - \frac{x^3}{l^2} \right)$$

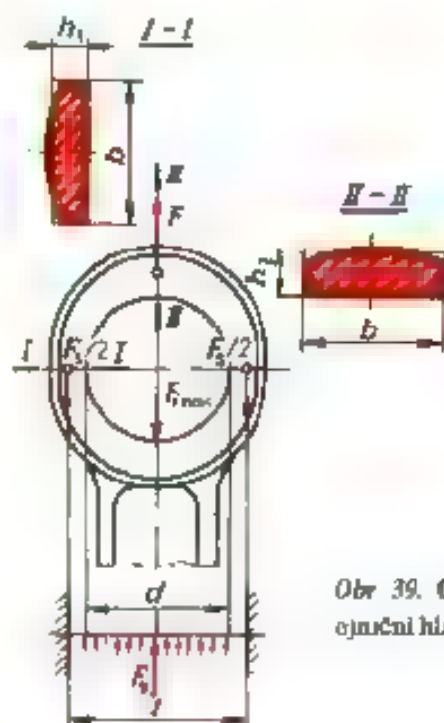
Maximum tohoto výrazu najdeme, položíme-li jeho první derivaci rovnou nule:

$$\frac{dM_{ox}}{dx} = 0,$$

$$1 - \frac{3x^2}{l^2} = 0 \Rightarrow x_{max} = \frac{l}{\sqrt{3}} = 0,577l,$$

$$M_{o,max} = \frac{F}{3} l (0,577 - 0,577^3) = 0,128F l = 0,064S l^2 \rho \cdot r \omega^2,$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{W_o} \leq \sigma_{Do} = 50 \text{ až } 80 \text{ MPa pro uhlíkové oceli a} \\ 80 \text{ až } 120 \text{ MPa pro slitinové oceli.}$$



Obr. 39. Ojnicí oko (zavřená ojnicí hlava)

2. Ojnicí oko je zavřená ojnicí pístová hlava (obr. 39)

a) Šířka oka b se určí z otláčení od tlaku plynů ve válci

$$p = \frac{F_{max}}{d \cdot b} \leq p_D = 30 \text{ až } 60 \text{ MPa} \Rightarrow b$$

b) Plouščka oka h_1 o průřezu $l \cdot l$ se vypočte z pevnostní podmínky v tahu od setrvačské síly posuvných hmot v horní úvratí

$$F_4 = m_p \cdot a_h,$$

kde m_p je hmotnost pístu (včetně čepu a kroužků),
 a_h – zrychlení pístu v horní úvratí.

Z pevnostní podmínky:

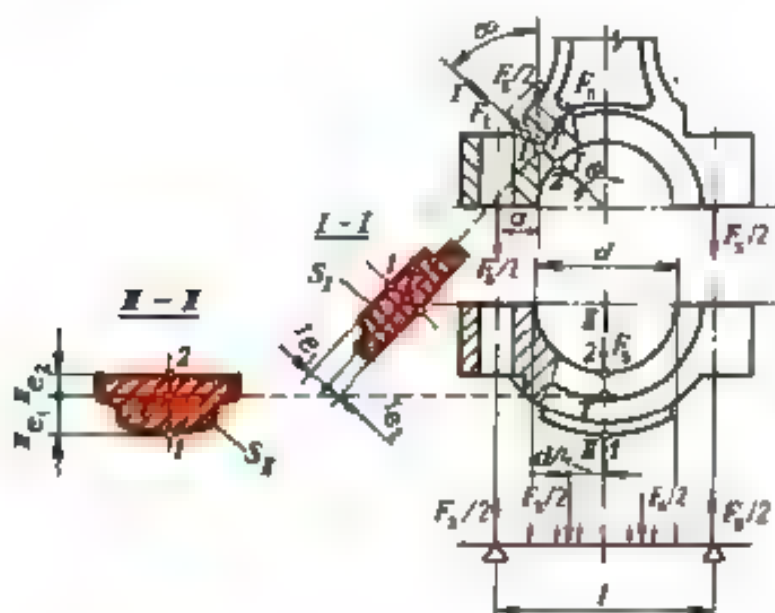
$$\sigma_1 = \frac{F_s}{2h_1 \cdot b} \leq \sigma_{\text{m}} = 20 \text{ až } 40 \text{ MPa (nizké se zřetelem na zanedbaný ohyb)} \Rightarrow h_1$$

- c) Výpočet tloušťky ojnětního oka h_2 v čelním průřezu $II-II$ na ohyb jako nosník na obou koncích vetknutý; potom

$$M_{\text{oII}} = \frac{F_s}{8} \left(l - d + \frac{d^2}{3l} \right),$$

$$\sigma_{\text{oII}} = \frac{M_{\text{oII}}}{W_{\text{oII}}} = \frac{3F_s \cdot \left(l - d + \frac{d^2}{3l} \right)}{4b \cdot h_2^2} \leq \sigma_{\text{Dm}} = 60 \text{ až } 80 \text{ MPa}.$$

z toho se vypočítá h_2 .



Obr 40. Výpočet Penkovy ojnětní hlavy

3. Dělená ojnětní hlava (obr 40)

U navržené hlavy se kontroluje:

- a) Zeslabený průřez $I-I$ přechodu díku do hlavy.

Setrvačná síla posuvných hmot pístu a přibližně 3/4 ojnice:

$$F_s = (m_p + \frac{3}{4}m_o) \cdot a_h.$$

kde m_o je hmotnost ojnice.

Zatěžující síla jednoho průřezu $I-I$ $F_s/2$ se rozkládá do složky normálové

$F_s = (F_z/2) \cdot \sin \alpha$, která namáhá průřez na tah, a do složky tečné $F_t = (F_z/2) \cdot \cos \alpha$, která namáhá průřez na smyk a obvykle se zanedbává.

$$\sigma_1 = \frac{F_s}{S_f} = \frac{F_z}{2S_f} \sin \alpha,$$

$$\tau_s = \frac{F_t}{S_f} = \frac{F_z}{2S_f} \cos \alpha \quad (\text{zanedbatelné}).$$

Kromě toho vzniká dvojice sil $M_{of} = (F_z/2) \cdot a$, která namáhá průřez na ohyb: ohybové napětí ve vnějším vlákne 1:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{of}}{J_f} \cdot e_1 \quad (+),$$

ve vnitřním vlákne 2:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{of}}{J_f} \cdot e_2 \quad (-).$$

Celkové napětí v krajních vláknech:

$$\sigma_{s1} = \sigma_1 + \sigma_{o1} \leq \sigma_D,$$

$$\sigma_{s2} = \sigma_1 - \sigma_{o2} \leq \sigma_D.$$

- b) Čelní průřez víka ojnicí hlavy II-II je namáhán na ohyb jako nosník na dvou podpěrách zatížený spojitým zatížením, které nahradíme dvěma osamělými silami $F_z/2$ (obr. 40).

Ohybový moment

$$M_{oII} = \frac{F_z}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4} \right),$$

ohybové napětí v krajních vláknech 1 a 2 průřezu II-II:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oII}}{J_{II}} \cdot e_1 \leq \sigma_D, \quad \sigma_{o2} = \frac{M_{oII}}{J_{II}} \cdot e_2 \leq \sigma_D,$$

kde $\sigma_D = 60$ až 80 MPa pro uhlíkové oceli,

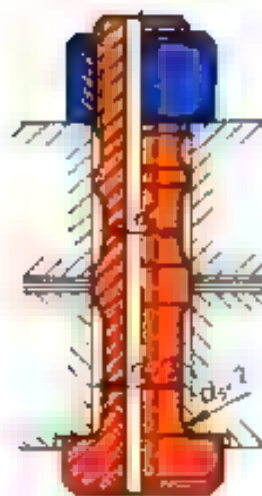
$\sigma_D = 80$ až 120 MPa pro legované oceli.

4. Ojnicí šrouby bývají 2 až 4 a slouží k připojení víka dělené ojnicí hlavy. Vyrábějí se jako pružně poddajné, z materiálu o vysoké pevnosti (obr. 41). Jsou ve spoji uloženy se značným předpětím a jsou dynamicky namáhány setrvačnými silami posuvných a rotujících hmot:

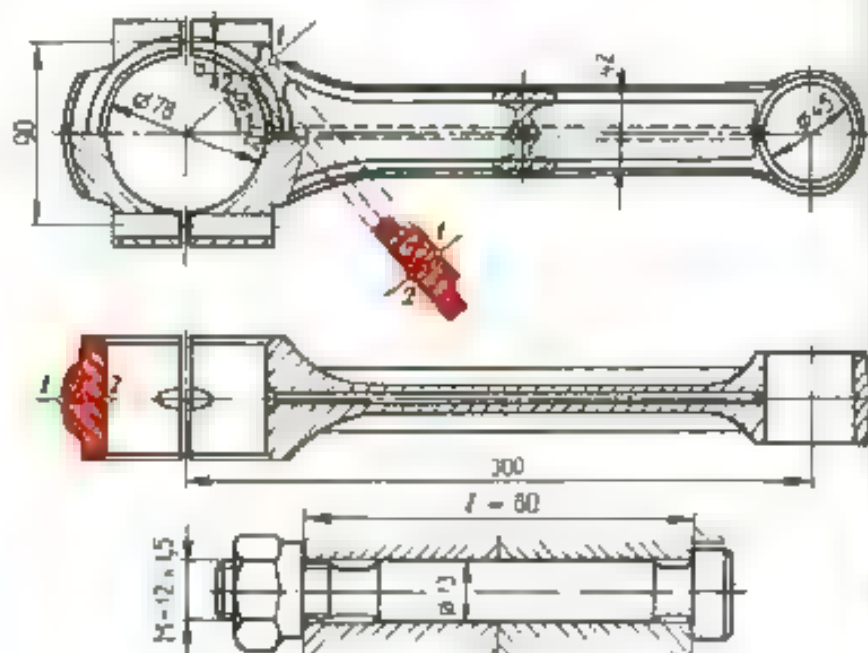
$$F = F_t + F_c = (m_p + 0,3m_o) \cdot a_n + (0,7m_o - m_{ov}) \cdot r \cdot \omega^2 = \\ = r \cdot \omega^2 [(m_p + 0,3m_o) \cdot (1 + \lambda) + (0,7m_o - m_{ov})].$$

kde F_s je setrvačná síla posuvných hmot,
 F_C — odstředivá síla rotujících hmot,
 m_{ov} — hmotnost víka ojniční hlavy.

Šrouby se vypočítají jako předepjaté, zatížené míjivou provozní silou (viz učebnice Stavba a provoz strojů 1).



Obr. 41. Ojniční hroub



Obr. 42. Ojnice vzduchového spalovacího motoru

Příklad výpočtu Zkontrolujte namáhání ojnice naftového motoru (obr. 42) o výkonu $P = 15 \text{ kW}$, s průměrem pístu $D = 110 \text{ mm}$, max. tlak ve válci $p_{\max} = 7 \text{ MPa}$, otáčky $n = 25 \text{ s}^{-1}$, zdvih $2r = 150 \text{ mm}$ a délka ojnice $l = 300 \text{ mm}$. Materiál ojnice výkovek z oceli 14 150 ($\sigma_{\text{pt}} = 700 \text{ MPa}$, $\sigma_k = 450 \text{ MPa}$, $\sigma_c = 230 \text{ MPa}$). Celková hmotnost ojnice $m_o = 4,5 \text{ kg}$, hmotnost úplného pístu $m_p = 3,02 \text{ kg}$, hmotnost samotného ojničního víka $m_{ov} = 1,47 \text{ kg}$.

Vnitřní síla na píst:

$$F_{\text{imax}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_{\max} = \frac{\pi \cdot (110 \text{ mm})^2}{4} \cdot 7 \text{ MPa} = 66\,523 \text{ N}$$

Návrh průřezu dřívku ojnice (obr. 43)

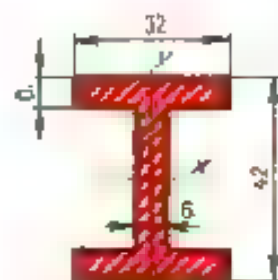
$$S = (2 \cdot 6 \cdot 32 + 6 \cdot 30) \text{ mm}^2 = 564 \text{ mm}^2,$$

$$J_x = \frac{1}{12}(32 \cdot 42^3 - 26 \cdot 30^3) \text{ mm}^4 = 139\,068 \text{ mm}^4,$$

$$J_y = \frac{1}{12}(2 \cdot 6 \cdot 32^3 + 30 \cdot 6^3) \text{ mm}^4 = 33\,308 \text{ mm}^4.$$

Štíhlost ojnice v rovině kyvu:

$$\lambda_x = \frac{l}{i_x} = l \cdot \sqrt{\frac{S}{J_x}} = 300 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{564 \text{ mm}^2}{139\,068 \text{ mm}^4}} = 19,1 < 60.$$



Obr. 43. Zjednodušený průřez dřívku ojnice pro výpočet

kolmo na rovinu kyvu:

$$\lambda_y = \frac{l}{2t_y} = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{S}{J_y}} = \frac{300 \text{ mm}}{2} \cdot \sqrt{\frac{564 \text{ mm}^2}{33\,308 \text{ mm}^4}} = 19,5 < 60.$$

Budeme kontrolovat na prostý tlak:

$$\sigma_d = \frac{F_{i\max}}{S} = \frac{66\,523 \text{ N}}{564 \text{ mm}^2} = 118 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{Dd} = \frac{1}{3}\sigma_K = \frac{1}{3} \cdot 700 \text{ MPa} = 140 \text{ MPa} > \sigma_d, \text{ vyhovuje.}$$

Kontrola na ohyb pouze od setrvačných sil, protože maximální tlak na píst nepůsobí přes polovinu zdvihu:

$$M_o = 0,064 S \cdot l^2 \cdot \rho \cdot \omega^2,$$

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 25 \text{ s}^{-1} = 157 \text{ s}^{-1},$$

$$\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$M_o = 0,064 \cdot 564 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 0,3^2 \text{ m}^2 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 0,075 \text{ m} \cdot 157^2 \text{ s}^{-2} = 47,15 \text{ N} \cdot \text{m} = 47\,150 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

$$W_y = \frac{J_x}{e} = \frac{139\,068 \text{ mm}^4}{21 \text{ mm}} = 6\,622 \text{ mm}^3,$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_y} = \frac{47\,150 \text{ N} \cdot \text{mm}}{6\,622 \text{ mm}^3} = 7,12 \text{ MPa} < \sigma_{Do}, \text{ díky vyhovuje.}$$

Štíhla ojničního oka: $p_D = 30$ až 60 MPa , volíme $p_D = 45 \text{ MPa}$,

$$b = \frac{F_{i\max}}{d \cdot p_D} = \frac{66\,523 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 45 \text{ MPa}} = 32,9 \text{ mm} \approx 36 \text{ mm}.$$

Výpočet tloušťky postranice oka:

$$F_{ob} = m_p \cdot a_h = m_p \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda),$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{75 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} = \frac{1}{4} = 0,25,$$

$$F_{ob} = 3,02 \text{ kg} \cdot 0,075 \text{ m} \cdot 157^2 \text{ s}^{-2} \cdot 1,25 = 6\,980 \text{ N},$$

σ_{Dh} volíme 30 MPa ,

$$h_1 = \frac{F_{ob}}{2b \cdot \sigma_{Dh}} = \frac{6\,980 \text{ N}}{2 \cdot 36 \text{ mm} \cdot 30 \text{ MPa}} = 3,23 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm} \text{ (z konstrukčních a technologických důvodů).}$$

Tloušťka čela ojničního oka:

$$h_2 = \sqrt{\frac{3F_{sb} \cdot \left(1 - d + \frac{d^2}{3l}\right)}{4b \cdot \sigma_{Dn}}}$$

σ_{Dn} volume 75 MPa, $l = d + h_1 = 45 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$,

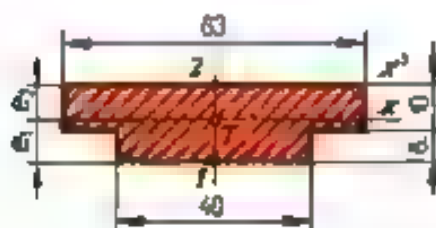
$$h_2 = \sqrt{\frac{3 \cdot 6980 \text{ N} \cdot \left(50 - 45 + \frac{45^2}{3 \cdot 50}\right) \text{ mm}}{4 \cdot 36 \text{ mm} \cdot 75 \text{ MPa}}} = 6 \text{ mm}.$$

Výpočet a kontrola ojničního víka:

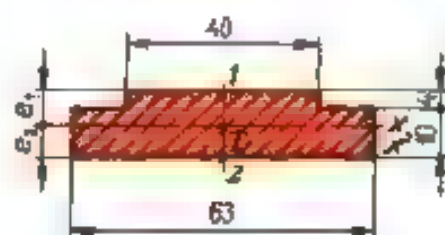
Setrvačná síla posuvných hmot pistu a částí ojnice:

$$\begin{aligned} F_s &= (m_p + \frac{1}{2}m_o) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= (3,02 + 0,75 \cdot 4,5) \text{ kg} \cdot 0,075 \text{ m} \cdot 157^2 \text{ s}^{-2} \cdot 1,25 = 14\,778 \text{ N}, \end{aligned}$$

$$M_o = \frac{F_s}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{14\,778 \text{ N}}{2} \cdot \left(\frac{90}{2} - \frac{78}{4}\right) \text{ mm} = 188\,420 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$



Obr. 44 Zjednodušený průřez ojničního víka pro výpočet



Obr. 45 Zjednodušený průřez ojniční hlavy pro výpočet

Návrh průřezu (obr. 44):

$$S = (63 \cdot 10 + 40 \cdot 6) \text{ mm}^2 = 870 \text{ mm}^2,$$

$$e_2 = \frac{63 \cdot 10 \cdot 5 + 40 \cdot 6 \cdot 13}{870} \text{ mm} = 7,2 \text{ mm},$$

$$e_1 = (16 - 7,2) \text{ mm} = 8,8 \text{ mm},$$

$$J_x = \frac{1}{12}(40 \cdot 16^3 + 23 \cdot 10^3) \text{ mm}^4 = 62\,280 \text{ mm}^4,$$

$$J_x = J_x - S \cdot e_2^2 = 62\,280 \text{ mm}^4 - 870 \text{ mm}^2 \cdot 7,2^2 \text{ mm}^2 = 17\,180 \text{ mm}^4,$$

$$W_{o1} = \frac{J_x}{e_1} = \frac{17\,180 \text{ mm}^4}{8,8 \text{ mm}} = 1\,952 \text{ mm}^3,$$

$$W_{o2} = \frac{J_x}{e_2} = \frac{17\,180 \text{ mm}^4}{7,2 \text{ mm}} = 2\,386 \text{ mm}^3,$$

$$\sigma_{a1} = \frac{M_o}{W_{o1}} = \frac{188\,420 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1\,952 \text{ mm}^3} = 96,5 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{188\,420 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2\,386 \text{ mm}^3} = 79 \text{ MPa}.$$

Protože $\sigma_D = 80$ až 120 MPa , navržený průřez vika vyhovuje.

Navrh zeslabeného průřezu v přechodu dřívku do hlavy (obr 45):

$$S = (63 \cdot 10 + 40 \cdot 4) \text{ mm}^2 = 790 \text{ mm}^2,$$

$$e_2 = \frac{63 \cdot 10 \cdot 5 + 40 \cdot 4 \cdot 12}{790} \text{ mm} = 6,4 \text{ mm},$$

$$e_1 = (14 - 6,4) \text{ mm} = 7,6 \text{ mm},$$

$$J_x = \frac{1}{3}(40 \cdot 14^3 + 23 \cdot 10^3) \text{ mm}^4 = 44\,253 \text{ mm}^4,$$

$$J_z = J_x - S \cdot e_2^2 = (44\,253 - 790 \cdot 6,4^2) \text{ mm}^4 = 11\,895 \text{ mm}^4,$$

$$W_{o1} = \frac{J_z}{e_1} = \frac{11\,895 \text{ mm}^4}{7,6 \text{ mm}} = 1\,565 \text{ mm}^3,$$

$$W_{o2} = \frac{J_z}{e_2} = \frac{11\,895 \text{ mm}^4}{6,4 \text{ mm}} = 1\,859 \text{ mm}^3.$$

Kontrola na ohyb a tah.

$$M_o = \frac{F_o}{2} \cdot a, \text{ z obr. 45 je } \alpha = 40^\circ,$$

$$a = \frac{r}{2} \left(\frac{d}{2} + e_2 \right) \cdot \sin \alpha = \frac{90 \text{ mm}}{2} - \left(\frac{78 \text{ mm}}{2} + 6,4 \text{ mm} \right) \cdot \sin 40^\circ = 15,8 \text{ mm},$$

$$M_o = \frac{14\,778 \text{ N}}{2} \cdot 15,8 \text{ mm} = 116\,875 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

$$\sigma_{a1} = \frac{M_o}{W_{o1}} = \frac{116\,875 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1\,565 \text{ mm}^3} = 75 \text{ MPa } (+),$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{116\,875 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1\,859 \text{ mm}^3} = 63 \text{ MPa } (-),$$

$$\sigma_t = \frac{F_z}{2S} \cdot \cos \alpha = \frac{14\,778 \text{ N}}{2 \cdot 790 \text{ mm}^2} \cdot \sin 40^\circ = 6 \text{ MPa } (+),$$

$$\sigma_{a1} = \sigma_t + \sigma_{a1} = (6 + 75) \text{ MPa} = 81 \text{ MPa } (+),$$

$$\sigma_{a2} = \sigma_t - \sigma_{a2} = (6 - 63) \text{ MPa} = 57 \text{ MPa } (-).$$

Protože $\sigma_D = 80$ až 120 MPa , průřez vyhovuje.

Kontrola ojnicních šroubů. Podle obr. 42 jsou navrženy 2 pružně poddajné šrouby $M 12 \times 1,5$ s lisovaným osazením $\varnothing 13n6$ v místě spáry. Seřazená délka $l = 80 \text{ mm}$, materiál šroubů 8G, pouzdro $D_A \approx 1,5d$.

Setrvačné síly namáhající šrouby

$$F = F_s + F_c = r \cdot \omega^2 [(m_p + 0,3m_o) \cdot (1 + \lambda) + (0,7m_o - m_{ov})] = \\ = 0,075 \text{ m} \cdot 157^2 \text{ s}^{-2} [(3,02 + 0,3 \cdot 4,5) \text{ kg} \cdot 1,25 + (0,7 \cdot 4,5 - 1,47) \text{ kg}] = 11\,184 \text{ N}.$$

$$F_1 = \frac{F}{i} = \frac{11\,184 \text{ N}}{2} = 5\,592 \text{ N}.$$

Z tabulek a nomogramu v 1. díle učebnice je:

síla předpětí $F_0 = 16 \text{ kN}$, silový poměr χ pro $l/d = \frac{80 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} = 6,67$ je $\chi = 0,32$ (pro poddajný šroub, ocelové pouzdro), únavová pevnost šroubového spoje $\sigma_A = 50 \text{ MPa}$.

Maximální síla ve šroubu:

$$F_s = F_0 + \chi \cdot F_1 = (16 + 0,32 \cdot 5,59) \text{ kN} = 17,8 \text{ kN} < F_D = 39,1 \text{ kN}.$$

Při utahování vzniká napětí v tahu:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{S_v} = \frac{16\,000 \text{ N}}{88,13 \text{ mm}^2} = 181,55 \text{ MPa},$$

utahovací moment:

$$M_U = k \cdot F_0 \cdot d = 0,12 \cdot 16\,000 \text{ N} \cdot 12 \text{ mm} = 23\,040 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_U < M_D = 97 \text{ N} \cdot \text{m},$$

napětí v krutu při utahování:

$$\tau_k = \frac{M_U}{0,2d_3^3} = \frac{23\,040 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot 10,16^3 \text{ mm}^3} = 110 \text{ MPa},$$

reduované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{181,55^2 + 3 \cdot 110^2} \text{ MPa} = 263 \text{ MPa}.$$

Pro materiál šroubů 8G, $\sigma_K = 640 \text{ MPa}$,

$$\text{bezpečnost proti trvalé deformaci } k_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \frac{640 \text{ MPa}}{263 \text{ MPa}} = 2,43 > 1,5, \text{ vyhovuje.}$$

Protože je provozní síla míjivá, je nutno kontrolovat ojnice i na únavu.

výchylka napětí:

$$\sigma_s = \frac{\Delta F_1}{2S_v} = \frac{\chi \cdot F_1}{2S_v} = \frac{0,32 \cdot 5\,592 \text{ N}}{2 \cdot 88,13 \text{ mm}^2} = 10,15 \text{ MPa},$$

bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k_c = \frac{\sigma_A}{\sigma_n} = \frac{50 \text{ MPa}}{10,15 \text{ MPa}} = 4,93 > 1,5 \text{ až } 4 \text{ vyhovuje.}$$

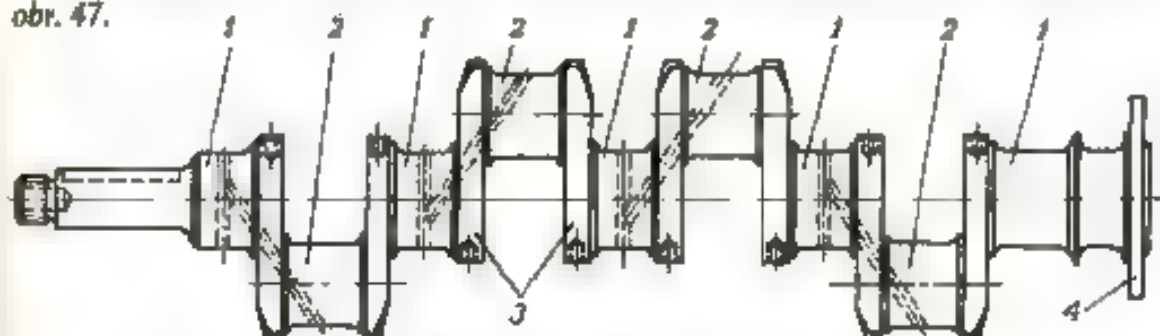
Navržená ojnice pevnostně vyhovuje.

2.5.5 Klikové hřídele

Jsou to hřídele se zalomením pro víceválcové pístové stroje, zejména spalovací motory, zemědělské stroje a kompresory. Vyrábějí se buď jednoduché, nebo složené z několika dílů.

Konstrukce klikových hřídelů

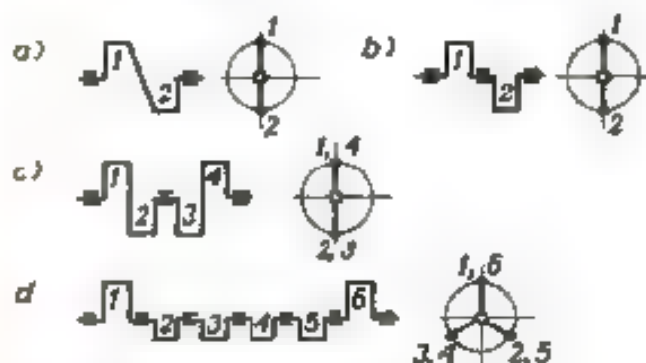
Části klikového hřídele jsou na obr. 46, různá uspořádání klik a ložisek jsou na obr. 47.



Obr. 46. Kovový klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru

Hřídel je uložen za každým zalomením, tedy v pěti ložiskách. Zalomení klik po 180°

1 - hlavní (ložiskové) čepy, 2 - klikové čepy, 3 - ramena, 4 - pětiruba pro setrvačnik



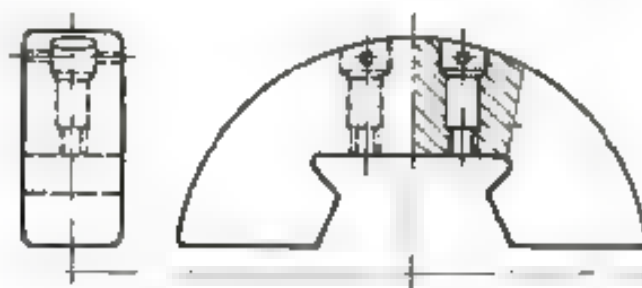
Obr. 47. Schéma uspořádání klik a ložisek

a) dvouválcový stroj s klikami po 180° uložený ve dvou ložiskách (např. pro kompresor nebo motocyklový motor), b) dvouválcový stroj s klikami po 180°, uložený za každým zalomením (např. vznětový spalovací motor), c) hřídel pro čtyřválcový automobilový zážehový motor s klikami po 180°, uložený ve třech ložiskách, d) hřídel šestiválcového vznětového motoru, kliky po 120°, uložený za každým zalomením

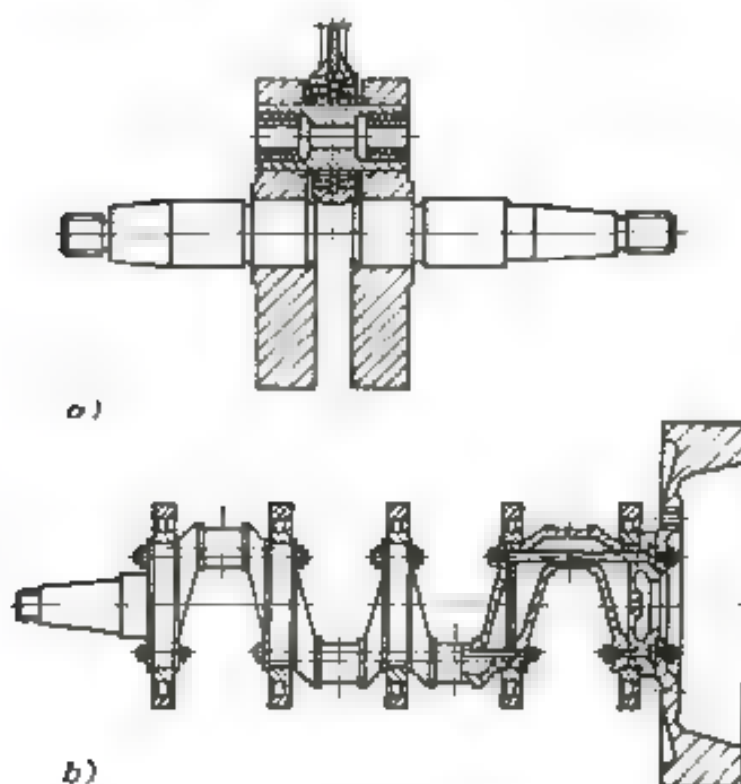
U rychloběžných strojů vyvažujeme hmotu zalomení, klikového čepu a rotující části ojnice vývažkem, tzv. protizávažím, čímž se zmenší ohybová namáhání hřídele a sníží se počet kmitů hřídele (zvýšením hmotnosti). Vyvažek je buď z jednoho kusu

s klikovým hřídelem, nebo se k rameni připevní šrouby či tangenciálními klíny (obr 48).

Dělené klikové hřídele se z výrobních a ekonomických důvodů používají u velkých spalovacích motorů, nebo při uložení hlavních čepů hřídele ve válečkových ložiskách (obr. 49).



Obr 48. Příklad vývažku a jeho připojení k hřídeli



Obr. 49 Dělené klikové hřídele

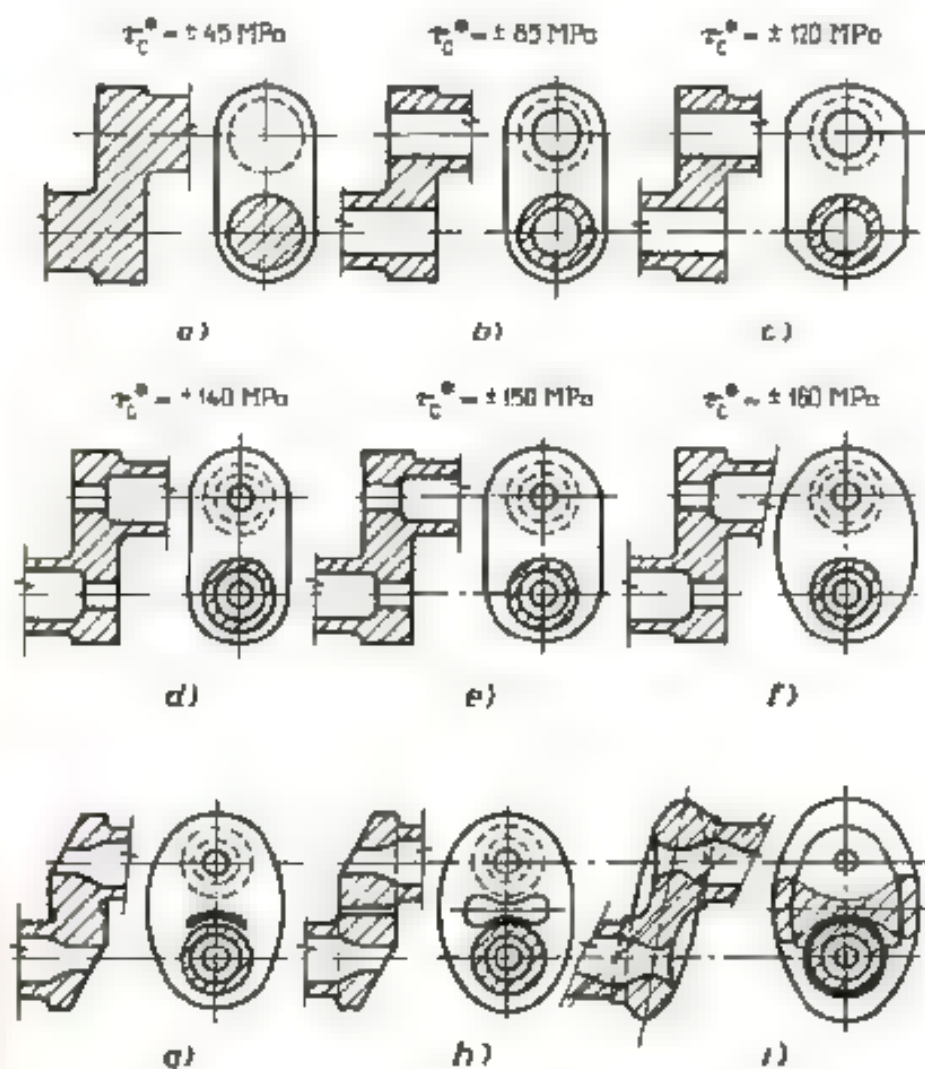
a) Skládání klikový hřídel s dutým klikovým čepem. Čep hřídele je do ramen nasazen, dutý klikový čep se rozpne na koncích zatlačenými trny, které mají vnitřní závit pro vyjmutí,
b) skládání klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru. Jednotlivé díly jsou spojeny šrouby

Material klikových hřídelů

Pro hřídele stacionárních motorů se používají uhlíkové oceli 11 500.1, 11 600.1, pro více namáhané hřídele ušlechtilé uhlíkové oceli žíhané nebo zušlechťené 12 040, 12 050, 12 060. Pro velmi namáhané a rychloběžné klikové hřídele, kde se požaduje

malá hmotnost (automobily, letadla), se používají zúšlechťené legované oceli, např. 14 150, 14 240, 15 260, 16 250, 16 440, u kterých lze též čepý povrchově kalit, nebo 15 230, 15 330, které lze též nitndovat.

Klikové hřídele jako tvarované součásti dynamicky namáhané je nutno kontrolovat na únavovou a tvarovou pevnost. Technologický vývoj slévárenství umožnil použití litých klikových hřídelů. Vhodným tvarem ramen a úpravou přechodu čepu do ramen lze podstatně zvýšit tvarovou pevnost klikového hřídele (obr. 50). Litina má kromě toho mnohem menší vrubovou citlivost než ocel. Polotovár (odlitek) je až o 2,3 lehčí než vykovek, výroba je rychlejší, výrobní cena nižší, obrábění litých klikových hřídelů je minimální. Jako materiál se používá šedá litina 42 2425, legovaná, tvárná nebo očkovaná litina, popř. i ocel na odlitky (obr. 51).

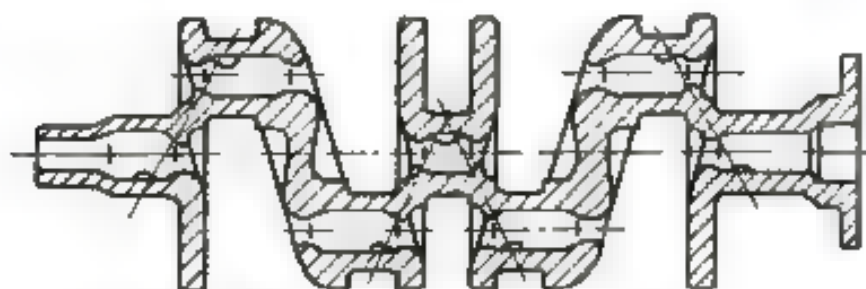


Obr. 50. Různá provedení klikových hřídelů a jejich meze únavy ve střídavém krutu (pro menší hřídele)

a) až h) kovové z uhlíkové oceli o pevnosti $\sigma_{\text{m}} = 650 \text{ MPa}$, i) odlitek z litiny
konstrukční provedení a) plné čepy, b) duté čepy, c) širší rameno, d) vrtání zúženo,
e) širší rameno, f) oválné rameno, g) rameno s odlehčovací vrubem, h) rameno
s vybráním, i) litý hřídel

Dimenzování klikových hřídelů

Provádí se předběžně podle empirických vzorců (tab. 11) a potom se kontroluje podle pevnostních podmínek v průřezech podle tab. 11.



Obr. 51 Klikový hřídel lity podle slevářenských zásad

Mazání klikových hřídelů

U pomaloběžných strojů se klikový čep klikového hřídele maže mazacím kotoučem na rameni kliky. U rychloběžných strojů se již používá většinou tlakové mazání

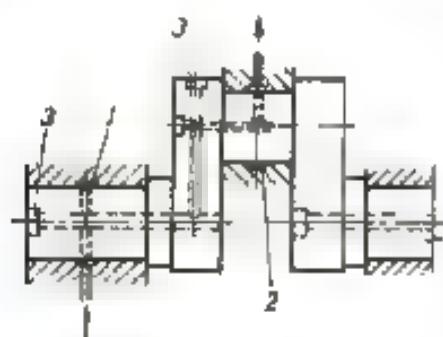
Tab. 11 Hlavní rozměry klikových hřídelů (pro předběžný návrh)



Empirické vztahy (D = průměr pístu, p_{max} = maximální tlak na píst)

Druh stroje	Klikový čep d_1 l_1	Ložiskový čep d_2 l_2	Tlak v ložisku p (MPa)	Výška ramen h	Šířka ramen b
Zužbové spalovací motory	$(0,45 \text{ až } 0,6) D$ $(0,5 \text{ až } 0,6) D$	$(0,5 \text{ až } 0,65) D$ $(0,55 \text{ až } 0,65) D$	6 až 10	$0,45d_1$	$(1,5 \text{ až } 1,6) d_1$
Vzduchové spalovací motory	$(0,6 \text{ až } 0,7) D$ $(0,45 \text{ až } 0,7) D$	$(0,65 \text{ až } 0,75) D$ $(0,55 \text{ až } 0,65) D$	12 až 15	$0,45d_1$	$(1,6 \text{ až } 1,7) d_1$
Parní stroje, kompresory	$0,13D \cdot \sqrt{p_{max}}$ $(1 \text{ až } 1,2) d$	$0,14D \cdot \sqrt{p_{max}}$ $(1 \text{ až } 1,2) d_2$	4 až 6	$(0,5 \text{ až } 0,7) d_1$	$1,25d_1$
Čerpadla	$0,16D \cdot \sqrt{p_{max}}$ $1,3d_1$	$0,17D \cdot \sqrt{p_{max}}$ $(1,3 \text{ až } 1,4) d_2$	2 až 3	$0,6d_1$	$1,25d_1$

(obr. 52). Olejové čerpadlo, nejčastěji zubové, vhání olej pod tlakem 0,05 až 0,3 MPa na všechna mazaná místa stroje.



Obr. 52. Tlakové mazání klikových hřídelů

1 – kruhový kanál v ložiskové pánvi,

2 – kanál v ojnáční pánvi, 3 – zátky

Provozní, výrobní a kontrolní zásady

Pro klidný běh motoru se hřídele dynamicky vyvažují. Potřebné změny hmotnosti protizávaží se dosáhne odvrtáním, odbroušením, navažením atd.

Výkovek klikového hřídele může mít povrchové trhlinky nebo jiné vady maximálně do poloviny přídatku na obrábění.

Podle dohody bývá s hřídelem dodávána tato dokumentace.

hutní atest o mechanických zkouškách,

chemické složení a číslo tavby,

výsledek elektromagnetické zkoušky na trhlinky, popř. s podrobným popisem vad, fotografie metalografického výbrusu, dostatečně zvětšená.

Při montáži se musí kontrolovat přesná souosost ložisek hřídele motoru a hnaného stroje. Dále je třeba kontrolovat rozevirání nebo svírání ramen, které nesmí být větší než 0,02 až 0,04 mm.

2.5.6 Setrvačníky

Setrvačník je kotouč s velkou hmotností, který u pístových strojů vyrovnává nerovnoměrnost otáčivého pohybu klikového hřídele během jednoho pracovního cyklu, na rozdíl od regulátoru, který vyrovnává změny točivého pohybu hřídele během několika pracovních cyklů v závislosti na změnách zatížení.

Změny úhlové rychlosti se periodicky opakují a zároveň s nimi nastávají i změny pohybové energie rotujících hmot. Je-li hnací síla větší než odpor, stroj se rozbíhá a setrvačník hromadí (akumuluje) nadbytek pohybové energie, čímž se zrychluje. Je-li naopak hnací síla menší, setrvačník nahromaděnou energii vydává.

Kinematický a dynamický výpočet setrvačníku byl vysvětlen v mechanice. Z něho vyplývá.

Stupeň nerovnoměrnosti chodu stroje:

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_n},$$

kde v_{\max} je největší obvodová rychlost klikového čepu během cyklu,
 v_{\min} – nejmenší obvodová rychlost klikového čepu během cyklu,

$$v_s = \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} = \text{střední obvodová rychlost klikového čepu,}$$

δ	= 1/20 až 1/30	pro čerpadla a dmýchadla,
	1/40 až 1/50	pro kompresory a obráběcí stroje,
	1/70 až 1/100	pro dynamy k pohonu strojů,
	1/75 až 1/150	pro osvětlovací dynamy,
	1/75 až 1/300	pro generátory střídavého proudu,
	1/150 až 1/300	pro vozidlové motory,
	až 1/1 000	pro letecké motory.

Při výpočtu hmotnosti setrvačníku se vychází z rovnice.

$$I = m_s \cdot R^2 = \frac{\Delta A_{\max}}{4\pi^2 \cdot \delta \cdot n^2} \approx \frac{\Delta A_{\max}}{40\delta \cdot n^2},$$

kde I je moment setrvačnosti setrvačníku ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$),

m_s – hmotnost celého setrvačníku (kg),

R – poloměr těžiště setrvačnickového věnce (m),

ΔA_{\max} – celkový přebytek práce v mezích největší a nejmenší rychlosti (J) – zjistí se graficky z diagramu tangenciálních sil (viz Mechanika),

n – otáčky setrvačníku (klikového hřídele) (s^{-1}).

V praxi se často počítá hmotnost setrvačníku podle přibližného Güldnerova vzorce:

$$I = m_s \cdot R^2 = \frac{C \cdot P_1}{n^3 \cdot \delta},$$

kde P_1 je indikovaný výkon motoru (kW),

C – Güldnerova konstanta závislá na druhu paliva, počtu válců a druhu stroje (tab. 12).

Tab. 12 Hodnoty některých Güldnerových konstant C pro výpočet hmotnosti setrvačníku

$$\left[I = m_s \cdot R^2 = \frac{C \cdot P_1}{n^3 \cdot \delta} (\text{kg} \cdot \text{m}^2); \quad P_1 (\text{kW}) \text{ a } n (\text{s}^{-1}) \right]$$

Počet válců	Motory				Kompresory	
	vzdušné		zážehové		lčinné	2činné
	4dobé	2dobé	4dobé	2dobé		
1	6,1	25,2	22	18,3		3,5 až 4,7
2	25,2	12,6	9,5	2,5 až 5	3,5 až 4,5	1,13 až 1,39
3	15,75	5	4,4 až 5,7	1,83	2	—
4	3,5	2,27	1,39 až 2,2	0,95	0,44 až 0,69	—
5	6,3	0,88	0,95	—	—	—
6	2	0,50	0,44	—	—	—

U setrvačníku s rameny se obvykle uvažuje hmotnost věnce $m_v = 0,9m_r$.

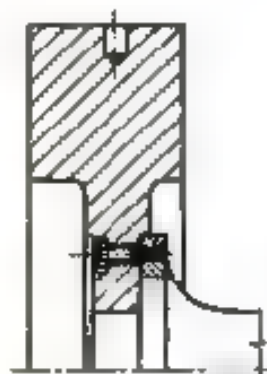
Věncí setrvačníku má různé profily (obr. 53). Příklad konstrukčního provedení setrvačníku je na obr. 54.

U automobilových motorů má setrvačník zpravidla ještě další funkce. Jedna čelní plocha tvoří přitlačný kotouč spojky a na obvodě bývá připevněn ozubený věncí pro elektrické spouštění motoru.



Obr. 53. Příkladů profilů věnců setrvačníku

Pro obvodové rychlosti menší než $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se setrvačníky zhotovují ze šedé litiny. Pro větší rychlost musí být setrvačníky z oceli na odlitky nebo kované z oceli. Do průměru asi $D = 2 \text{ m}$ bývají z jednoho kusu, větší jsou dělené, spojené šrouby nebo zdětemi.



Obr. 54. Konstrukční provedení setrvačníku vznětového motoru. Otvory po obvodě jsou pro ruční rozláčení motoru

Pevnostně je věncí namáhán v tahu napětím vyvolaným odstředivou silou (odvození stejné jako u řemenů namáhaných odstředivou silou – viz Stavba a provoz strojů II): $\sigma_t = \rho \cdot v^2 \text{ (Pa)}$ a v ohybu v segmentu věnce mezi rameny, ramena jsou namáhána na tah odstředivou silou a na ohyb obvodovou silou.

2.5.7 Výstředníkové mechanismy

Výstředníky (*excentry*) se používají k přeměně otáčivého pohybu na přímočarý vratný pohyb s malým zdvihem, kde by výroba klikového hřídele byla obtížná a drahá. Výstředníkový kotouč je naklínován na hnacím hřídeli (obr. 55). Na něm je dvoudílná objímka, na kterou je připevněna výstředníková tyč.

Výstředníkový kotouč bývá kovaný z oceli nebo litinový, buď ceustvý, nebo dělený. Dvoudílná objímka je z litiny nebo z oceli na odlitky, pro usporu hmotnosti může být i kovaná. Potom musí být vyhlita kompozicí nebo opatřena bronzovým pouzdrem.

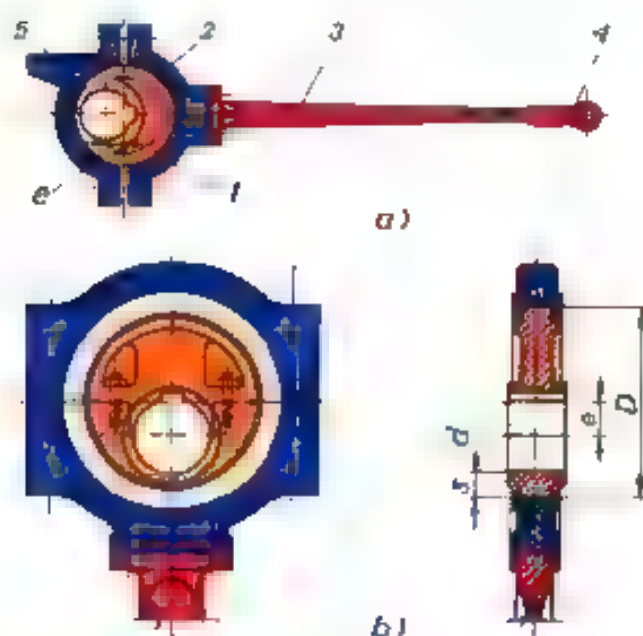
Průměr výstředníkového kotouče (obr. 55b):

$$D = 2 \left(e + \frac{d}{2} + s \right),$$

kde d je průměr hřídele,

e – výstřednost,

s – tloušťka kotouče v nejtenčím místě, u litinových kotoučů bývá $s = 0,12(d + 2e) + 5 \text{ mm}$



Obr. 55. Výstředník

a) části výstředníku 1 – kotouč, 2 – dvoudílná objímka, 3 – výstředníková tyč
4 – vidlice s čepem pro posuvnou součást, 5 – mazací jímka, e – výstřednost
(excentricita); b) detail výstředníku s děleným kotoučem

Výstředníkové tyče bývají zpravidla kované z oceli. Menší mají průřez kruhový, větší obdélníkový. Protože jde o dlouhé štihlé tyče, kontrolují se na vzpěr podle Eulera v rovině kyvu (II. případ)

$$F = \frac{\pi^2 E J_x}{k_E l^2},$$

kde bezpečnost $k_E = 10$ až 15.

Třecí plochy výstředníků je nutno mazat olejem, a proto je nutno i výstředník vhodně konstrukčně uspořádat (obr. 55a).

2.5.8 Montáž, údržba, opravy a provoz klikových mechanismů

Předpokladem bezchybné funkce mechanismu je již přesnost ve výrobě součástí. Celý mechanismus musí pracovat v jedné rovině, osy musí být rovnoběžné. Součásti konající vratný nebo kývavý pohyb musí mít v kloubech (okách a čepích) maiou

vůh, aby nenastávaly v úvratích přídavné rázy, které by mechanismus předčasně poškodily.

Na nedělené klikové hřídele se často nedají ostatní členy ústrojí tak jednoduše nasadit. Ložiska musí být dělená, jednotlivé poloviny páneví spojeny pružně poddajnými šrouby. Je třeba dbát na pečlivou montáž páneví. Po delším provozu vzniká opotřebení v ložiskách vále. U ložisek se musí vyměnit pánev s výstelkou, nebo se musí pánev vylít ložiskovým kovem a přesně vyvrtat. Nerovnosti na čepech klikových hřídelů se přebroušují.

Při opravě klikového ústrojí se ojnice musí vyrovnat a zajistit souosost ok. Pistní čepy se buď vyměňují, nebo renovují prollačováním na větší rozměr, cementováním a broušením na přesný rozměr. Pisty a pistní kroužky se zpravidla vyměňují.

OTÁZKY A ÚKOLY

2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu

1. Jaký je účel klikového mechanismu pístového kompresoru poháněného elektromotorem a jaký pístového spalovacího motoru pohánějícího alternátor?
2. Naskicujte schéma zkráceného klikového mechanismu, popište jeho součásti a vysvětlíte jejich funkci.
3. Jmenovitý průměr vrtání válce jednoválcového zážehového motoru je $D = 38 \text{ mm}$, zdvih pístu $L = 44 \text{ mm}$, otáčky klikového hřídele $n = 83 \text{ s}^{-1}$. Poměr $\lambda = r/l = 0,25$. Vypočítejte poloměr kliky r , délku ojnice l , střední periovou rychlost c_m , zrychlení pístu v úvratích a_m , a_d . Sestrojte průběh zrychlení a .
4. Vypočítejte síly v klikovém mechanismu spalovacího motoru z předchozího úkolu, a to pro maximální tangenciální sílu, neuvažují-li se setrvačné a odstředivé síly. Tlak plynů na píst $p = 0,7 \text{ MPa}$.
5. Vypočítejte maximální setrvačnou sílu posuvných hmot a odstředivou sílu rotačních hmot z úkolů 3 a 4. Hmotnost úplného trubového pístu je $m_p = 0,09 \text{ kg}$, hmotnost ojnice $m_o = 0,06 \text{ kg}$, celková hmotnost zalomené části klikového hřídele redukovaná na poloměr kliky $m_k = 0,028 \text{ kg}$. Vypočítejte hmotnost protizávaží na rameni $z = 0,8 r$, jde-li o jednoválcový stojatý motor.

2.5.2 Pisty a příslušenství

1. Jakým požadavkům musí vyhovovat písty? Z jakých materiálů se zhotovují? Vysvětlíte číselné značky materiálů.
2. Napište schematicky jednotlivé druhy pístů. Vysvětlíte jejich funkci.
3. Pro motocyklový motor počítaný v úkolech kapitoly 2.5.1 proveďte kontrolu navrženého pístu z hliníkové slitiny 424336.5. Navržené rozměry (obr. 23) $D = 38 \text{ mm}$, $D_1 = 28 \text{ mm}$, $L = 54 \text{ mm}$, $s = 4,3 \text{ mm}$, $p_{\text{max}} = 3,1 \text{ MPa}$.
4. K stěsnění pístu motocyklového motoru z předcházejících úkolů se použijí tři válcové těsnící kroužky výšky $e = 2 \text{ mm}$. Tvar zamku má být šikmý, pravý, pracovní plocha bez povrchové úpravy, lapovaná, černá plocha bronšovaná. Materiál válce je lehká slitina 424330.03, vložky válce šedá litina 422430, materiál pístních kroužků je šedá litina A. Napište označení těchto kroužků. Nakreslete a zakótujte detail drážek pro tyto kroužky v pístu z lehké slitiny.
5. Proveďte kontrolu pístního čepu spalovacího motoru s rozměry z předcházejících úkolů. Pistní čep 10/5 \times 32 ČSN 30 2130.21. Rozměry (obr. 27) $b = 14,2 \text{ mm}$, $c = 16 \text{ mm}$. Největší tlak plynů ve válci $p_{\text{max}} = 3,1 \text{ MPa}$. U motocyklových dvoudobých motorů může být $\sigma_{\text{max}} = \text{až } 330 \text{ MPa}$.

2.5.3 Utěsňování součástí s přímočarým vratným pohybem

1. Jak se utěsňují součásti s přímočarým vratným pohybem?

2.5.4 Ojnice

Jaký je účel ojnice? Z kterých částí se ojnice skládá? Jaký je materiál ojnice?

1. Načrtněte schematičky druhy ojnic. Vysvětlete jejich funkci.
2. Zkontrolujte dílek ojnice dřívě počítaného motocyklového motoru. Rozměry dílku (obr 37a). $B = 4,5 \text{ mm}$, $H = 16 \text{ mm}$, $H' = 11 \text{ mm}$, $s = 2,5 \text{ mm}$, $l = 88 \text{ mm}$, materiál 14 220.9 (válečky běží přímo v hlavě ojnice). Dále vypočítejte napětí v tahu vyvozené setrvačnou silou posuvných hmot F , úplného pistu a posuvné části ojnice při přechodu nezatíženého motoru, je-li píst v horní mrtvé poloze pro otáčky $n = 83 \text{ s}^{-1}$. Hmotnost úplného pistu je $m_p = 0,09 \text{ kg}$, hmotnost ojnice $m_o = 0,06 \text{ kg}$.
3. Zkontrolujte jednoduché uzavřené ojnicí oko (obr 39) dvoudobého spalovacího motoru z předchozích úkolů, je-li namáháno tlakem plynu na píst a setrvačnou silou posuvných hmot F_{tl} . Rozměry oka $d = 12 \text{ mm}$, $b = 14 \text{ mm}$, $h_1 = 1,5 \text{ mm}$, $d_2 = 10 \text{ mm}$, materiál ojnice 14 220.9. Hmotnost úplného pistu $m_p = 0,09 \text{ kg}$, otáčky $n = 83 \text{ s}^{-1}$, $r = 22 \text{ mm}$.
4. Jednoduchá dělená ojnicí hlava vznětového motoru (obr 40) s vrtáním válců $D = 115 \text{ mm}$ a otáčkami $n = 21,7 \text{ s}^{-1}$ je z materiálu 12 050, $\lambda = 1/4$, zdvih $2r = 200 \text{ mm}$, $d = 85 \text{ mm}$, $l = 201 \text{ mm}$, hmotnost úplného pistu $m_p = 2,6 \text{ kg}$, ojnice $m_o = 9,6 \text{ kg}$, z toho váha ojnice $m_{\text{ot}} = 1,2 \text{ kg}$. Vypočítejte obdélníkový průřez vlny o šířce $b = 75 \text{ mm}$ pro $\sigma_{\text{pr}} = 65 \text{ MPa}$ a dimenzujte 2 ojnicí šrouby z materiálu 8.8.

2.5.5 Klikové hřídele

1. Vysvětlete účel klikového hřídele. Které jsou jeho části?
2. Jak je možno spojovat části skládaných klikových hřídelů?
3. Načrtnete mazání klikového hřídele.
4. Uveďte materiály, které je možno použít pro klikové hřídele a vzájemně je porovnejte.
5. V tabulce 11 jsou nebezpečné průřezy klikového hřídele, které se pevnostně kontrolují. Na základě znalosti z mechaniky naznačte obecně způsob jejich pevnostního výpočtu.

2.5.6 Setrvačníky

1. Jaká je funkce setrvačníku?
2. Jak lze početně vyjádřit nerovnoměrnost chodu?
3. Na čem závisí volba průměru a tloušťky setrvačníku?
4. Podle návodu v textu, znalosti z mechaniky a z předchozí látky (převody) odvoďte úplný pevnostní výpočet setrvačníku.

2.5.7 Výstředníkové mechanismy

1. Vysvětlete funkci výstředníků. Jaký je rozdíl mezi klikovým hřídelem a výstředníkem?
2. Jaká je bezpečnost výstředníkové tyče o průměru $d = 60 \text{ mm}$ a délce $l = 1900 \text{ mm}$ z oceli 11 500, je-li maximální tlačná síla ve výstředníkové tyči $F = 9500 \text{ N}$?

2.6 Kulísové mechanismy

Podstatou kulísových mechanismů je vodící hranolovité těleso – *kulisa*, v níž se pohybuje čtyřhran – *kámen*. Tímto mechanismem se podobně jako klikovým mechanismem mění otáčivý pohyb v pohyb posuvný.

Kulísové mechanismy jsou např. hlavním orgánem pro pohyb vodorovných ob-
rážecích strojů.

Výhody kulisových mechanismů

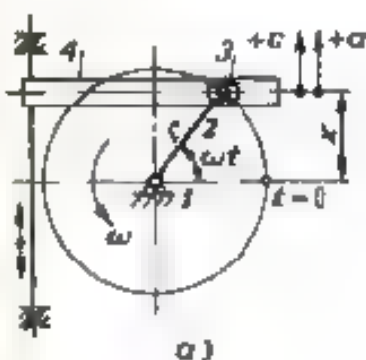
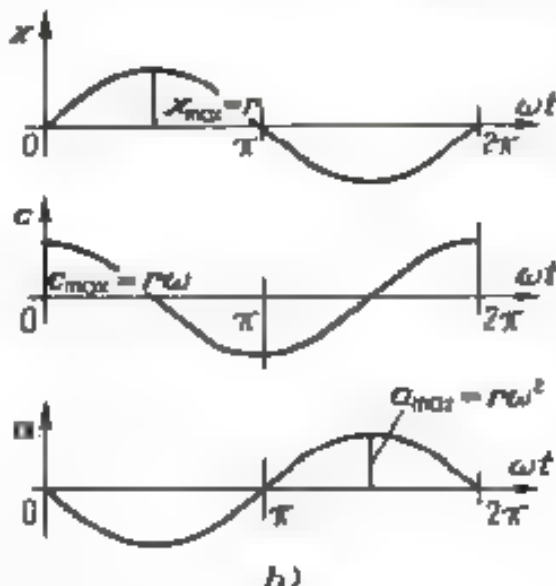
1. Jednoduchost,
2. pohyb smýkadla je rovnoměrnější než u strojů poháněných obyčejným klikovým mechanismem,
3. rychlost smýkadla při zdvihu naprázdno je větší než rychlost jeho pracovního zdvihu, což znamená úsporu vedlejšího času,
4. délka zdvihu smýkadla je měnitelná posouváním klikového čepu v radiální drážce kliky

Nevýhody

Použití kulisových mechanismů je omezeno na přenos menších sil, protože ztráty a opotřebení jsou podstatně větší než u klikových mechanismů a vzhledem ke způsobu přenosu.

Podle konstrukčního a funkčního provedení jsou kulisové mechanismy posuvné, kyvné a otáčivé.

Tab. 13. Posuvný pravouhlý kulisový mechanismus

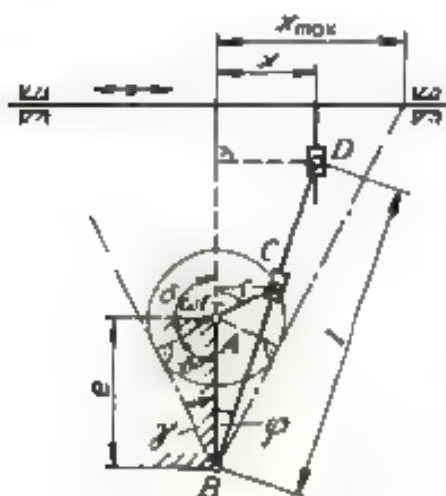
Schéma	Průběh kinematických veličin
 <p>a)</p> <p>1 – rám 2 – klika 3 – kámen 4 – posuvná kulisa r – poloměr kliky ω – úhlová rychlost t – čas ωt – úhel pootočení</p>	 <p>b)</p> <p>Při $\omega = \text{konst.}$ dráha kulisy $x = r \sin \omega t$, $x_{\max, \min} = \pm r$, rychlost $c = \frac{dx}{dt} = r \omega \cos \omega t$, $c_{\max, \min} = \pm r \omega$, zrychlení $a = \frac{d^2x}{dt^2} = -r \omega^2 \sin \omega t = -\omega^2 x$, $a_{\max, \min} = \pm r \omega^2$</p>

2.6.1 Kulísové mechanismy posuvné

Pracují jako klikové mechanismy s nekonečně dlouhou ojnicí. V tabulce 13 je schéma pravoúhlé posuvné kulisy, u níž osa dráhy kamene je kolmá ke směru vedení kulisy v rámu, s průběhem kinematických veličin.

2.6.2 Kulísové mechanismy kyvné

Klika je u těchto mechanismů krátká, vykonává celou otáčku, kdežto kulisa koná vratný kývavý pohyb. Schéma a kinematika jsou na obr. 56.



Obr. 56. Kyvný kulísový mechanismus pohybu vodorovné obrážky

$$\text{Dráha vedení } x = l \sin \varphi = \frac{l \sin \omega t}{\sqrt{(e/r)^2 + 1 + 2(e/r) \cos \omega t}}$$

$$x_{\max} = l \sin \gamma = \frac{l r}{e}$$

$$\text{Celkový zdvih vedení } L = 2x_{\max} = \frac{2l r}{e}$$

$$\text{Doba pracovního zdvihu: } T_1 = \frac{1}{n} \frac{2\delta^\circ}{360^\circ} = \frac{\delta^\circ}{180^\circ n}$$

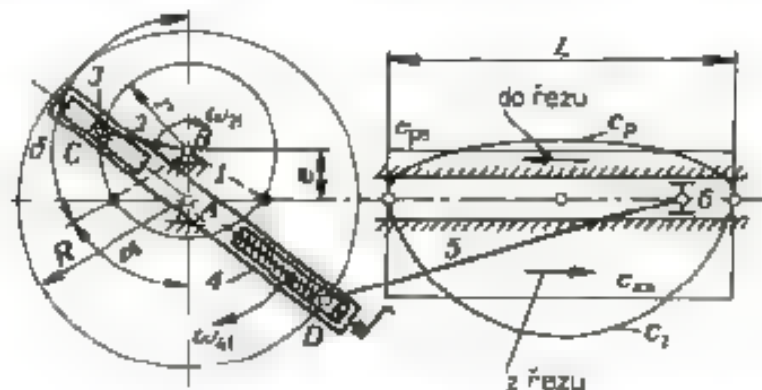
$$\text{doba zpětného zdvihu: } T_2 = \frac{\theta^\circ}{180^\circ n}$$

$$\text{součinitel zvýšení rychlosti } \lambda = \frac{T_2}{T_1} = \frac{\theta}{\delta} = \frac{\theta^\circ}{180^\circ - \delta^\circ} = 2 \text{ až } 2,75$$

$$\text{využití času } \frac{T_2}{T_1 + T_2} = \frac{\theta}{\delta + \theta} = \frac{\theta^\circ}{180^\circ} = 67 \text{ až } 73\%$$

2.6.3 Kulísové mechanismy otáčivé

Mají čep kývání kulisy v bodě A, ležícím uvnitř kruhové dráhy čepu kamene C (obr. 57).

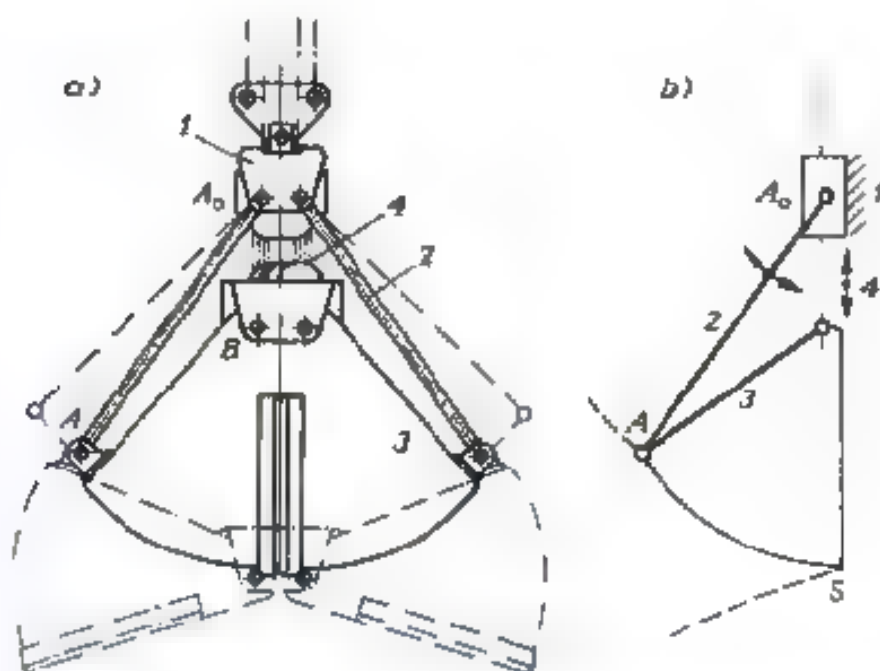


Obr. 57. Otáčivý kulísový mechanismus vodorovné obrážky s diagramem průběhu rychlosti

Součinitel zvýšení rychlosti: $\lambda = T_2/T_1 = \theta/\delta$, poloměr R může být představitelný a součinitel λ zůstává nezměněn.

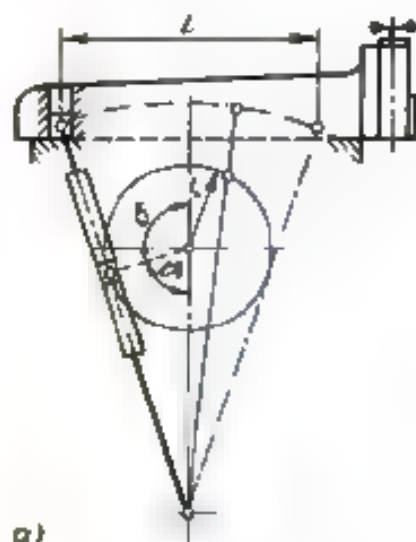
$$\text{Využití času: } \frac{\theta}{\delta + \theta} = 71 \text{ až } 75\% \quad \text{Převodové číslo: } i = \frac{\omega_{11}}{\omega_{41}}, i_{\max} = \frac{r+e}{r}, i_{\min} = \frac{r-e}{r}$$

Příklady kulisových mechanismů jsou na obr. 58, 59.

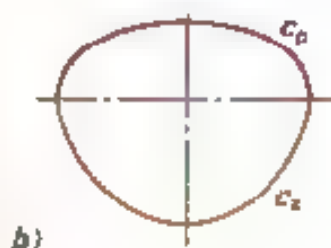


Obr. 58. Kulisový mechanismus posuvný – drapák

a) náčrt uzavřeného a otevřeného drapáku, b) kinematické schéma poloviny drapáku
1 – smýkadlo zdvihacího lana, 2 – spojovací tyč, 3 – nádoba drapáku, 4 – kladky
přidrzného lana



a)



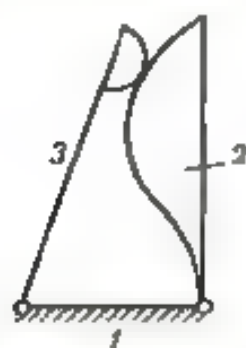
b)

Obr. 59. Kyvný kulisový mechanismus s vodorovně obrážecí

a) celkové uspořádání, b) diagram rychlosti
 c_p – pracovní rychlost, c_z – zpětná rychlost

2.7 Vačkové mechanismy

Vačkové mechanismy jsou rovinné nebo prostorové křivkové mechanismy skládající se ze tří členů (obr. 60). Křivkový člen je proveden jako vačka, tj. nekruhový kotouč s profilem odpovídajícím předem naprogramovanému průběhu koncového členu mechanismu. Místo vačky může být použit kotouč s tvarovou čelní drážkou nebo pravítko s křivkovým profilem; u prostorových mechanismů je vhodná např. válcová vačka (buben) s drážkovým vedením kladky (tab. 14).



Obr. 60. Třídělný křivkový mechanismus – základní tvar
1 – spojovací člen (rám),
2 – křivkový člen (hnací), 3 – hnáný

Uvedené mechanismy buď převádějí rotační pohyb na pohyb vratný posuvný či kývavý, nebo vytvářejí převod mezi dvěma posuvnými pohyby.

Vačkové mechanismy se používají např. v polygrafických, textilních a balicích strojích. Křivkové členy jsou vhodné u různých kopírovacích obráběcích strojů k řízení pohybu nástroje při obrábění křivkových těles, jako např. vodící pravítka na soustruhu, dále jako zakřivené kotouče u podsoustružení. Automaty, které v sériové výrobě zvyšují produktivitu práce, mají pracovní ústrojí, která udělují nástrojům pohyby podle stanoveného pořadí operací ve výrobním postupu; základem těchto ústrojí jsou většinou vačky. U spalovacích motorů má na výkon motoru největší vliv rozvod, jehož podstatu tvoří ventily řízené vačkami.


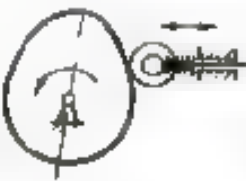






Výhody vačkových mechanismů

1. Snadné dodržení určeného zákona pohybu hnacího členu.
2. Hnaný člen se může na určitý čas zastavit při plynulém pohybu hnacího členu.
3. Snadná zaměnitelnost pohybové závislosti, zdvihu i času pohybů výměnnou vačkou.

Nevýhody

1. Přesná výroba vačky je obtížná vzhledem k nepravidelně zakřivené obrysové ploše.
2. Náhlá změna zrychlení způsobuje v členech mechanismu pružné deformace zkreslující pohybovou závislost.
3. Dochází k rychlému opotřebení ve styčných plochách, neboť se dosahuje velkého tlaku při styku zdvihátka s vačkou, tento nepříznivý vliv se zmenší, je-li použita kladka jako vložený člen.

Tab. 14. Rozdělení křivkových mechanismů

Rovinné křivkové mechanismy	Základní tvary	 Pohon	 Pohon	 Pohon	 Pohon
	Speciální tvary	 Tangenciální vačka	 Vačka s kruhovými boky	 Tahový nárazník	 Pohon Dvojká < nosičem křivky >
Prostorové křivkové mechanismy	a) Sílový styk Křivkový bubec		a) Sílový styk		a) Křivkový kužel Křivkový gleboid
	b) Tvarový styk		b) Tvarový styk		b)

4. Působení setrvačné hmoty členů mechanismu vyžaduje zajištění stálého styku zdvihátko s vačkou buď drážkovými vačkami s vedením, nebo silovým stykem (zpravidla silou pružiny).

5. Vlivem měnící se síly pružiny se při každé otáčce mění také krouticí moment potřebný k pohonu vačkového hřídele; má-li stroj několik vaček se silovým stykem, může mít měnící se velikost krouticího momentu při nevhodném úhlovém nastavení vaček nepříznivý vliv na chod stroje.

6. Vlivem vůle vznikají rázy, projevující se rychlým vzrůstem sil v členech mechanismu, které jsou více namáhány.

7. Dodržení předepsané vůle v mechanismu vyžaduje občasné seřizování.
8. Obvykle je nutné mazání povrchu vaček.
9. Provoz je dosti hlučný.

Druhy vačkových mechanismů. Nejrozšířenější jsou rovinné vačkové mechanismy, ačkoli i prostorové mechanismy (*tab. 14*), zejména s válcovou vačkou, jsou velmi časté jako řídicí ústrojí u různých automatických strojů.

Rovinný vačkový mechanismus se rozděluje podle charakteru pohybu hnaného a hnacího členu, který může být otáčivý, posuvný nebo obecný (složený).

2.7.1 Součásti vačkových mechanismů

Geometrický tvar křivkového *hnacího členu* určuje relativní pohyb hnaného členu proti spojovacímu členu. Příklady rovinných a prostorových křivkových členů jsou v *tab. 15*.

Hnaný člen je tzv. kulisa (klika) spojená se spojovacím členem otočným kloubem, nebo smykadlo či zdvihátko se spojovacím kloubem posuvným (*tab. 14*). Dotyková část hnaného členu může mít tvar hrotu, břitu, válcové nebo kulové hlavy, klouzátka s pozitivním nebo negativním zakřivením nebo bez zakřivení. Hrot, břit nebo kulová hlava se vzhledem k nepříznivým tlakovým poměrům používají jen při malých rychlostech a silách. Ke zmenšení prokluzování se válcová hlava a klouzátko nahrazují kladkou.

2.7.2 Základy teorie vačkových mechanismů

Zákony pohybu

1. U jednocelových výrobních strojů (automatů)

Při návrhu vačkového mechanismu se nejdříve stanoví *zákon pohybu hnaného členu*, tj. závislost jeho pohybu na čase.





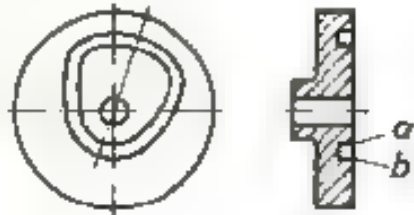


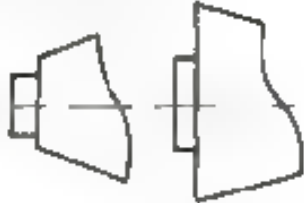
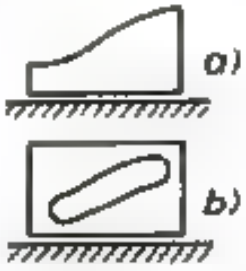
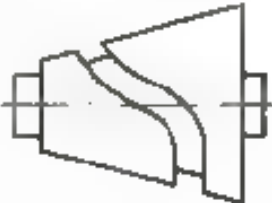
Někdy je pohyb hnaného členu zcela určen výrobním pochodem uskutečňovaným v navrhovaném stroji, jindy je třeba přemístit hnaný člen za určitý časový úsek z jedné polohy do druhé. V prvním případě je zákon pohybu hnaného členu známý, v druhém případě jej můžeme volit. Např. u automatického soustruhu se nůž posouvá mechanismem pro podélný posuv stálou rychlostí, zaručující potřebný posuv za 1 otáčku obrobku. Posuv nože je proto lineární funkcí úhlu pootočení vačky, čímž je dán zákon pohybu hnaného členu.

Často se zákon pohybu určuje jen pro jednu nebo několik fází pohybu hnaného členu, pro ostatní se může volit libovolně. Pro již zmíněný mechanismus se může volit pro přisuv nože k obrobku a pro jeho odsun libovolně.

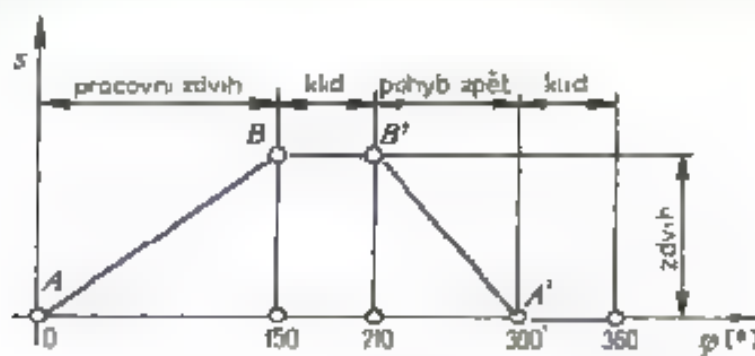
Nejrozšířenější jsou tyto zákony pohybu hnaného členu: *parabolický* (se stálým zrychlením na úsecích), *sinusový*, *kosinusový* a *lineární*.

Pro návrh vačkového mechanismu jsou funkce hnaného členu ve stroji zpravidla

Tab. 13. Rovinné a prostorové křivkové členy

Rovinné křivkové členy	Prostorové křivkové členy
Název vyobrazení	Název - vyobrazení
<p>1. Kotouč s vnější křivkou</p> 	<p>1. Válec s vnější křivkou (čelní křivka, plášťová křivka)</p> 
<p>2. Kotouč s vnitřní křivkou</p> 	<p>2. Válec s křivkovou drážkou (válcová křivka, bubínková křivka)</p> 
<p>3. Kotouč s křivkovou drážkou</p> <p>a) vnější křivka</p> <p>b) vnitřní křivka</p> 	<p>3. Válec s křivkovým výstupkem</p> 
<p>4. Kalisa</p> <p>a) s vnější křivkou</p> <p>b) s vnitřní drážkou</p> 	<p>4. Kužel s vnější křivkou</p> 
<p>5. Smýkačlo</p> <p>a) s vnější křivkou</p> <p>b) s vnitřní drážkou</p> 	<p>5. Kužel s křivkovou drážkou</p> 

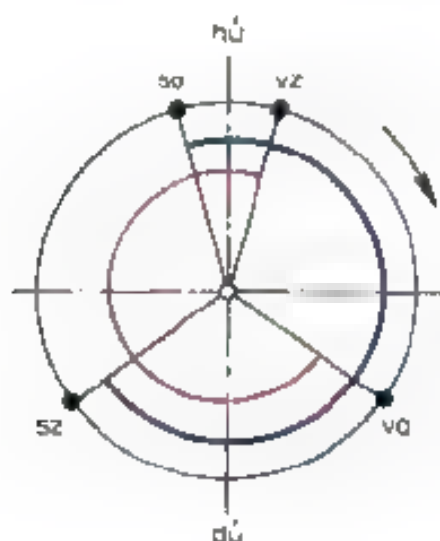
tyto veličiny: a) zdvih zdvihátka h , b) fáze pootočení vačky určené úhlem φ , příslušející časovým úsekům t , ve kterých se požaduje pohyb hnaného členu nebo jeho klid. Zjednodušeně kreslený diagram zdvihové čáry je na obr. 61



Obr. 61 Diagram zdvihové čáry (zjednodušený)

2. U ventilových rozvodů spalovacích motorů

Zákon pohybu určuje závislost otevření a zavření ventilu na čase, popř. na úhlu pootočení klikového hřídele. Znázorňuje se v tzv. diagramu časování rozvodu (obr. 62), který je tvořen kružnicí, na jejímž obvodu jsou vyznačeny okamžiky otvírání a zavírání ventilů ve stupních pro klikový hřídel. Úhly v diagramu časování určují tvar vaček, ovládajících pohyb ventilů.



Obr. 62 Diagram časování rozvodu motoru osobního automobilu

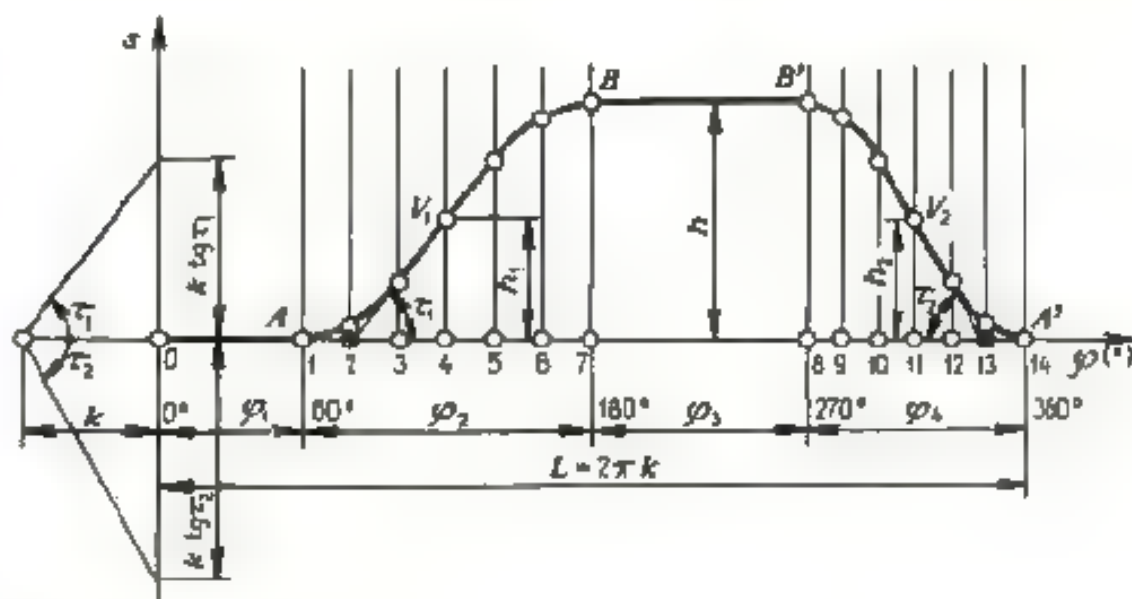
hú – horní úvrať, dú – dolní úvrať,
so – sací ventil otevírá, sz – sací
ventil zavírá, vo – výfukový ventil
otevírá, vz – výfukový ventil zavírá

2.7.3 Návrh vačkového ústrojí

1. Jednoúčelové výrobní stroje

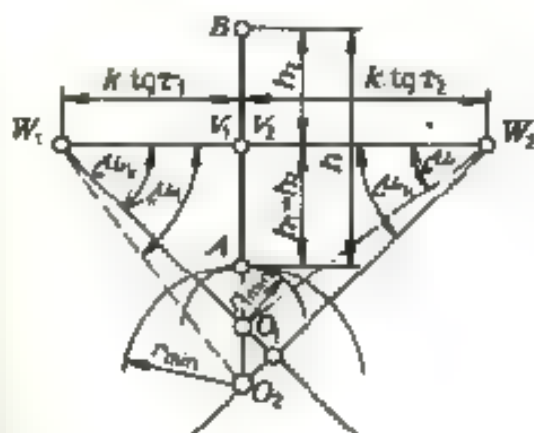
Vyšetření profilu vačky s posuvným zdvihátkem vedeným na střed vačky (obr. 63, 64, 65). Zdvihátko je zakončeno hrotem. Zdvihová čára pohybu se řídí kosinovým zákonem.

Profil vačky pro zdvihátko s kladkou se získá sestrojením ekvidistanty ke křivce profilu vačky pro zdvihátko s hrotem ve vzdálenosti zvoleného poloměru kladky.



Obr. 63. Diagram zdvihové čáry

Dáno zdvih k , úhly $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$. Úsečka OI přísluší fázovému úhlu φ_1 , který vyjadřuje klid zdvihátka ve spodní poloze, křivka AB určuje zdvihovou čáru zdvihátka při vzdalování za fázového pootočení vačky o úhel φ_1 , úhel φ_3 vyjadřuje klid zdvihátka v horní pracovní poloze, křivka $B'A$ znázorňuje zdvihovou čáru zdvihátka při přibližování odpovídajícím pootočení vačky o úhel φ_4 .



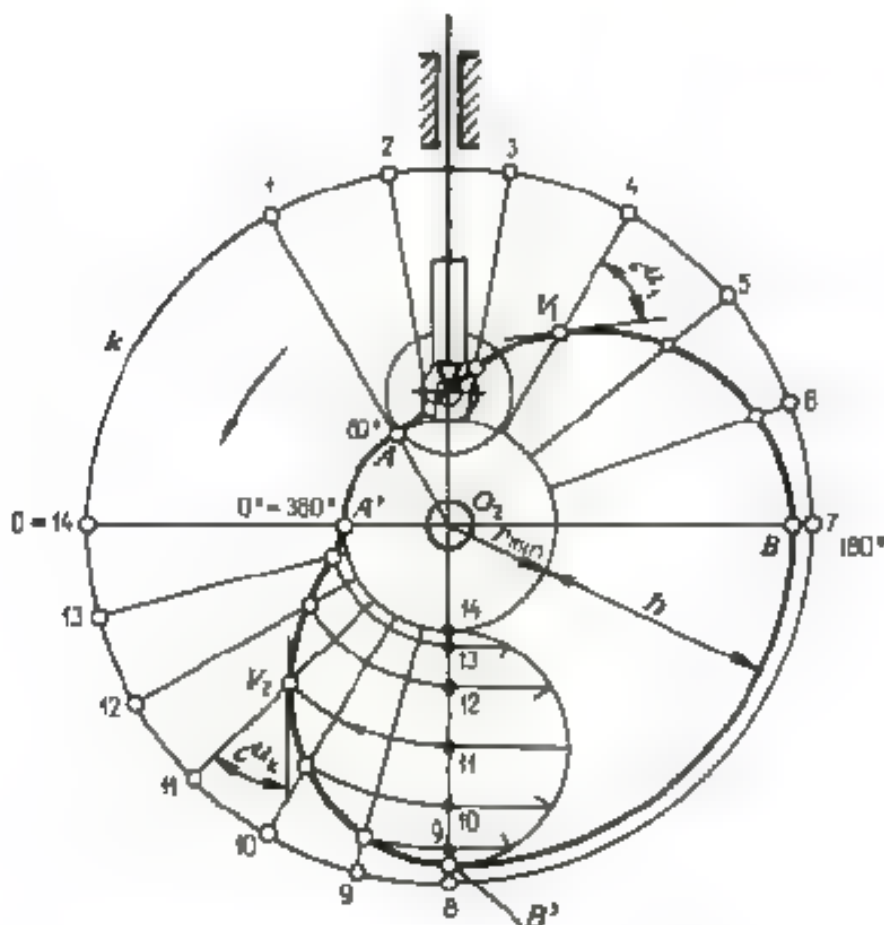
Obr. 64. Grafické zjištění poloměru r_{min} základní kružnice vačky

Zvoleno $\mu_k = 45^\circ$. V levé části obr. 63 se zjistí graficky pomocí $k = L/2\pi$ a úhlů τ_1 a τ_2 úsečky $k \operatorname{tg} \tau_1$ a $k \operatorname{tg} \tau_2$, které se přenesou do obr. 64 na kolmici vztáčenou k úsečce AB v bodě $V_1 = V_2$. Bod V_1 leží v polovině úsečky AB = zdvihu zdvihátka h . V bodech W_1 a W_2 se sestrojí úhly tlaku $\mu_k = 45^\circ$. Na prodloužení úsečky AB dostaneme průsečík O_1 a vzdálenost O_1A je poloměrem základní kružnice vačky r_{min} . Spojením bodů W_1 a O_2 vznikne výhodný úhel tlaku $\mu_1 > \mu_k$, příslušící fázi vzdalování zdvihátka. V druhé části vzhledového profilu, tj. při přibližování zdvihátka, vznikne nevýhodný úhel tlaku $\mu < \mu_k$ (příkré stoupání profilu), který nepoužijeme.

2. Ventilový rozvod

Tvar vačky závisí na žádaném průběhu zdvihu ventilu a na druhu zdvihátka, které použijeme (obr. 66).

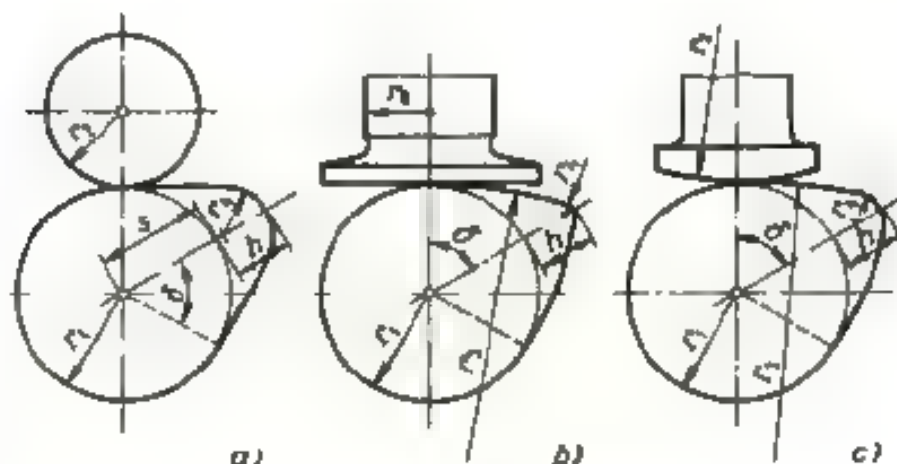
U navržené vačky se graficky nebo výpočtem zjistí průběh zdvihu s , rychlosti v , zrychlení a pro zdvihátka (obr. 67). Cílem řešení vačky je zjištění maximální hodnoty zrychlení. Aby nedošlo k pozdnímu zavírání ventilu působením setrvačných sil, jsou nejvyšší hodnoty zrychlení omezeny, např. u motorů osobních automobilů $a_{\max} = 800 \text{ m s}^{-2}$, u závodních automobilů až 1500 m s^{-2} .



Obr. 65. Konstrukce profilu vačky

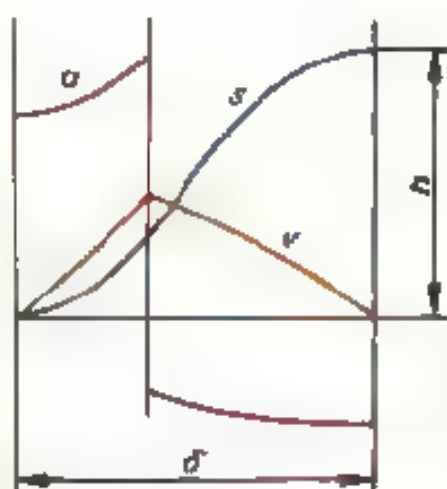
Na základní kružnici o poloměru r_{\min} (viz obr. 64) přeneseme z obr. 63 pořadnice úměrné zdvihům zdvihátka v jednotlivých fázích otáčení vačky. Poloměrem o něco větším než $r_{\min} + h$, se opíše pomocná kružnice a rozdělí se na stejný počet dílů jako osa úseček zdvihové čáry zdvihátka (obr. 65, bod 0 až 14). Dělicí body se nanesou proti směru otáčení vačky, označí se stejně jako na zdvihové čáře a spojí se se středem otáčení vačky. Na takto sestrojené paprky se nanesou příslušné délky pořadnic (úhlové zdvihy zdvihátka) od základní kružnice s poloměrem r_{\min} ven. Spojením koncových bodů plynulou křivkou dostaneme profil vačky pro zdvihátka s hrotem. Profil vačky pro zdvihátka s kladíčkem dostaneme sestrojením ekvivalenty k uvedené křivce ve vzdálenosti voleného poloměru kladky. Pro přehlednost je v obrázku zakreslen jen postup pro kosinový přechod mezi body B' a A' pro fázi přibližování zdvihátka.

Grafické řešení rozvodu je rychlé a dostatečně přesné, výhodné je použít měřítko 10 : 1. Na obrázku 68 je grafické řešení tangenciální vačky.



Obr. 66. Nejčastější tvary váček

- a) tangenciální vačka se používá u zdvihátek s kladíčkou,
- b) harmonická vačka pracuje se zdvihátkem s plochým talířkem,
- c) vačka s vypouklým bokem zabírá se zdvihátkem s kruhovým bokem



Obr. 67 Tangenciální vačka
Průběh zdvihu s , rychlosti v ,
zrychlení a , h – maximální zdvih,
 δ – poloviční úhel rozsvětlení vačky

2.7.4 Provoz váčkových mechanismů

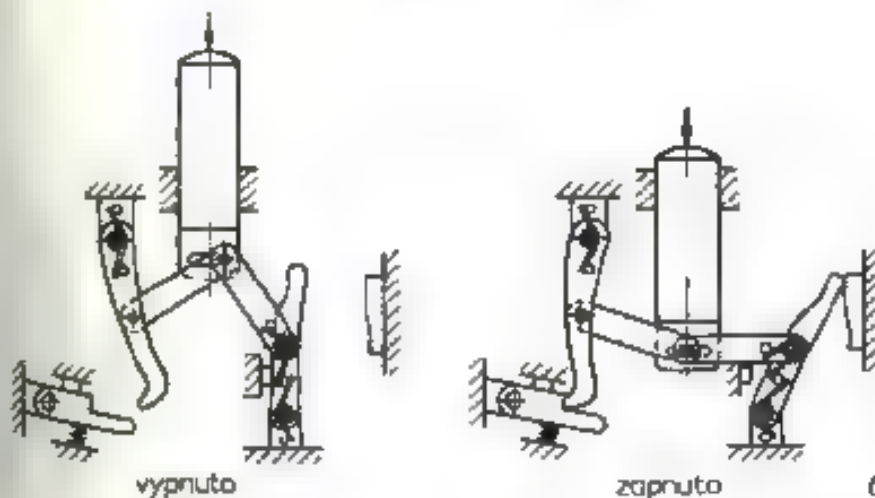
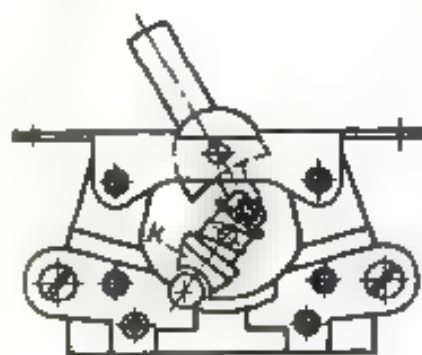
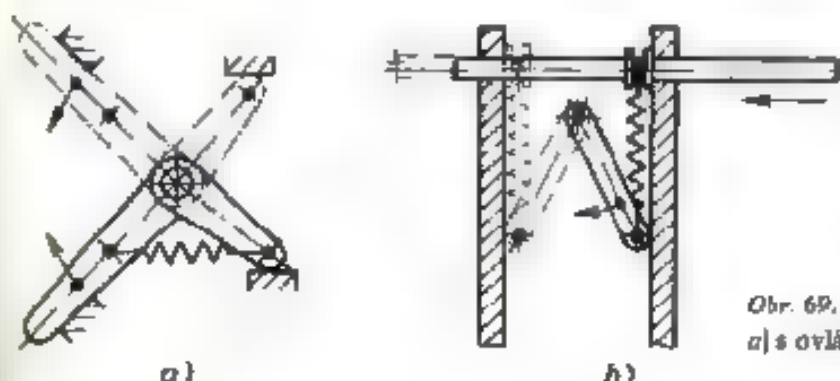
Uložení hřídelů váček musí být bez vůle, aby se nepříznivě neovlivnil průběh zdvihové čáry. Povrch váček má odolávat otěru; přesto je nutno občas kontrolovat tvar vačky. Styková plocha mezi vačkou a dotykovým členem musí být mazána. K zaručení správné funkce rozvodu je nutno dodržet na ventulu předepsanou vůli, která bývá nastavitelná.

3. Velké pasivní odpory.
4. Rázy v mechanismu a hlučný provoz.
5. Součásti mají velké rychlosti a zrychlení, čímž vznikají velké setrvačné síly.
6. Nebezpečí protočení (přeskočení) hnané součásti.
7. Zpravidla nutné blokovací zařízení.

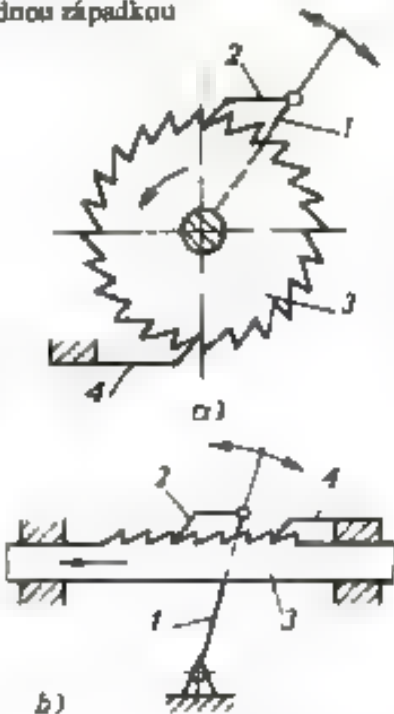


Skupinu mechanismů s přerušovaným pohybem tvoří: *mechanismy mžikové, podávací a krokové*

2.8.1 Mžikové mechanismy


Používají se u vypínačů a přepínačů k vypínání a zapínání proudového obvodu (obr. 69).



Tab. 16. Druhy podávacích mechanismů

	Název a schéma	Popis a funkce
Pohyb poháněcího členu kyvavý	<p>1. Západkový podávací mechanismus s jednou západkou</p> 	<p>a) poháněná součást se otáčí b) poháněná součást se posouvá</p> <p>1 – vratně kyvný podávací člen, 2 – podávací západka, 3 – poháněný člen (rohatka), 4 – blokovací (zádržná) západka</p> <p>Při každém zdvihu (kroku) západky dopředu se rohatka 3 pootočí nebo posune o jednu nebo několik roztečí zubů. Při pohybu kyvného členu 1 vzad vykývá západka naprázdno</p>
	<p>2. Západkový podávací mechanismus se dvěma západkami</p> 	<p>1 – vratně kyvný podávací člen, 2 – podávací západka tlačná, 3 – podávací západka tažná, 4 – poháněný člen (rohatka)</p> <p>Při pohybu kyvného členu 1 v obou směrech po- otočí se rohatka 4 střídavě západkami 2 a 3</p>
Pohyb poháněcího členu plynulý otáčivý	<p>3. Stavítkový podávací mechanismus</p> 	<p>1 – kotouč, 2 – maltézský kříž, 3 – očkový zub</p> <p>Hnací kotouč 1 zapadá v klidové poloze do obvo- dového vybrání maltézského kříže 2. Při záběru se musí očkový zub kotouče 3 pohybovat vzhle- dem k hnanému členu radálně. Při jedné otáčce rovnoměrně se otáčecího hnacího kola zůstává maltézský kříž po 3/4 otáčky v klidu a za pohybu trvajících 1/4 doby se zrychlí a opět zpomalí</p>

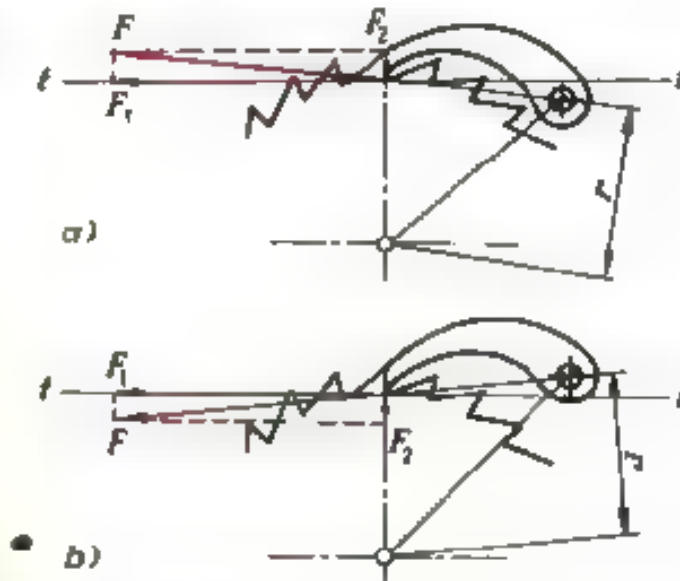
Pokračování

	Název a schéma	Popis a linkce
Pohyb poháněcího členu plynulý otáčivý	4. Drapákový podávací mechanismus 	1 – klika, 2 – drapák Posuv pásu po přítzích se uskuteční pohybem, který lze rozložit na dvě složky, následující za sebou a jistým lázovým posunutím. Nejdříve pohyb vpřed s pásem a volného unášeče zpět, potom jeho pohyb k prvnímu kolmý pro nové uchopení pásu

Ovládací páčka nebo tlačítko napíná pružinu. Poháněná součást (kontakt) se překlopí v okamžiku, kdy moment pružiny překoná pasivní moment tření a moment setrvačnosti kontaktu. Okamžik, v němž se dá poháněná součást do pohybu, není proto určitý a nastává při různých polohách ovládacího členu. Tyto mechanismy se nehodí pro zařízení, u nichž se požaduje naprostá přesnost zapnutí nebo vypnutí. Mžkový vypínač je na *obr. 70* a mžkový přepínač na *obr. 71*.

2.8.2 Podávací mechanismy

Používají se k podávacímu pohybu poháněné součásti po přítzích. Pohyb podávacího členu se mění v jednosměrný přerušovaný pohyb poháněného členu (*tab. 16*).

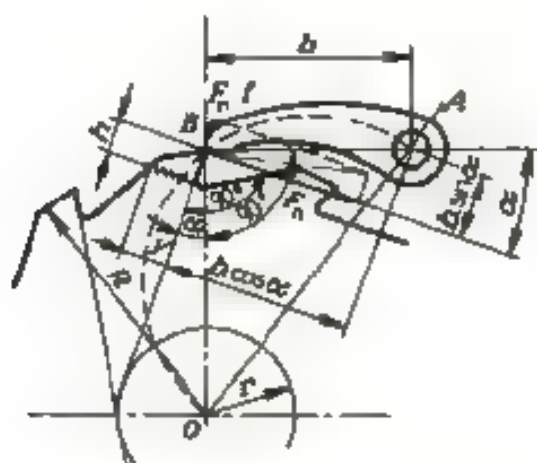


Obr. 72 Záber západky Je v tečném směru ($t-t'$) k patce kružnici rohatky účinné body zubů jsou radiální. Tlak západky na plochu zuba $F = M/r$, kde M je točivý moment přenesený na rohatku

a) Čep západky leží pod tečnou, radiální složka F_2 , směřující ven, odlišuje západku nespolehlivý záber (špatně)

b) Čep západky leží nad tečnou, radiální složka F_2 , směřující dovnitř, přidržuje západku v záběru (správně)

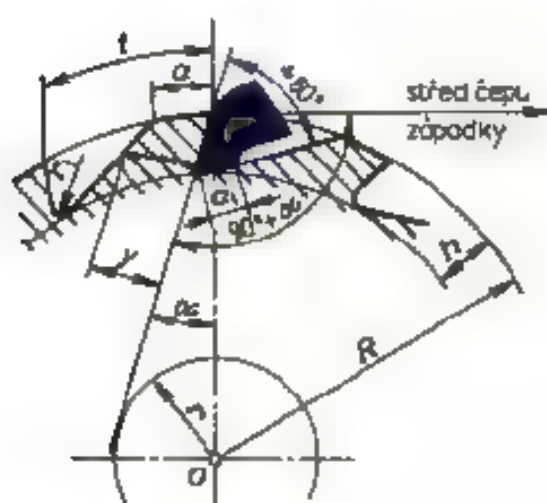
Podávací mechanismy se zubovými západkami. U nesamosvorných zdvihacích mechanismů se používají zubové zdrže k zadržení břemene, přestane-li působit hnací síla. Záběr západky s rohatkou je na obr. 72, sílové poměry na obr. 73 a tvar



Obr. 73. Síly na rohatce a západce

Na západku působí normálová síla F_n a tření F_t . Moment k čepu A západky $F_n \cdot b \sin \alpha > F_t \cdot b \cos \alpha \Rightarrow \tan \alpha > f$, při $f = \tan \varphi$, musí být $\alpha > \varphi$.

Zpravidla $\alpha > 17^\circ$, čep západky A se umísťuje u zdvihacích zařízení na tečně z bodu B k vrcholové kružnici



Obr. 74. Tvar zubů rohatky

Směr boků zubů je tečnou ke kružnici o poloměru $r = 0,3R$ se středem v O

Rozměry: $R = \frac{m \cdot z}{2}$ poloměr hlavové kružnice, m – modul ozubení, z – počet zubů,

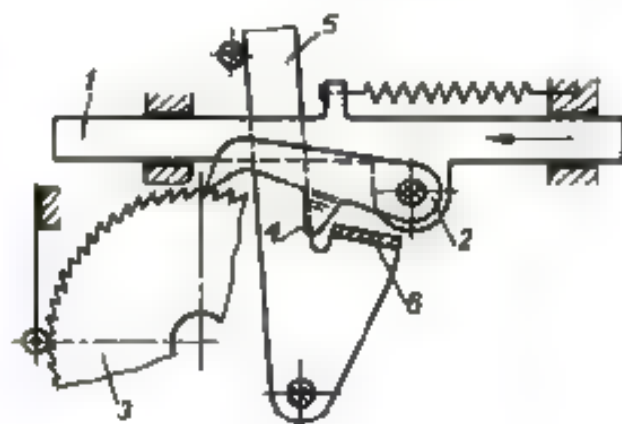
$z = \pi \cdot m$ – rozčet zubů, $h = 0,75$ až 1 m – výška hlavy zubu, $\alpha = 15^\circ$ až 17° ,

$a_1 = 0,5$ až $0,6 \text{ m}$, $r_1 = 1,5 \text{ mm}$, $b = 1,5$ až 3 m – šířka zubů, $z = 6$ až 30 – počet zubů rohatky, materiál západky většinou II 500, materiál rohatky II 500 nebo ocel na odlitky

Kontrola zubů rohatky na ohyb $\sigma_a = \frac{6F_n \cdot h}{b \cdot y^2} \leq \sigma_{\text{pov}} = 40$ až 60 MPa (ocel), kde y je výška

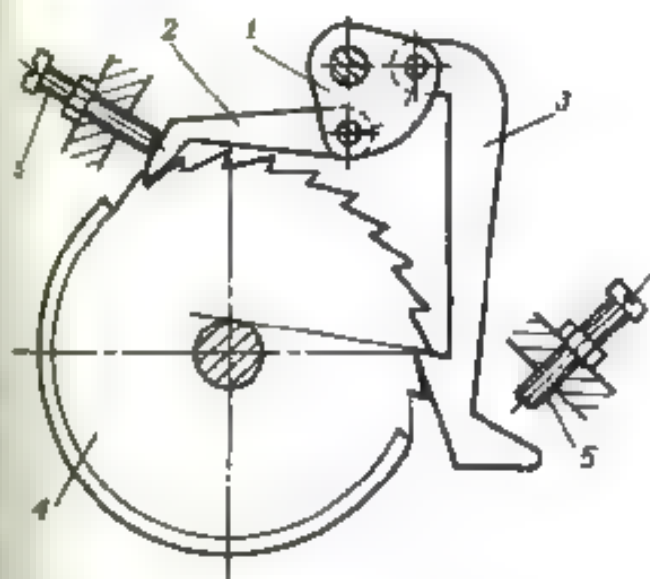
nebezpečného průřezu, na stlačení $p = \frac{F_n}{b} \leq p_{\text{p}} = 150$ až 290 N/mm^2 (ocel)

zuby rohatky na obr. 74. Příklady použití západkových podávacích mechanismů se zubovými západkami jsou na obr. 75, 76.



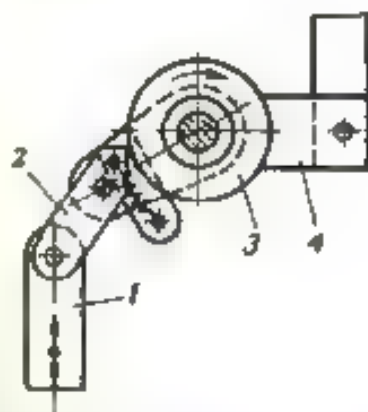
Obr. 75. Západkový podávací mechanismus s obousměrnou blokovací záradkou pro posuv papíru o řádkovou mezenu u psacího stroje

1 – posuvná tyč, 2 – západka, 3 – rohatka, 4 – nos západky, 5 – páčka, 6 – vyhnutý jazýček páčky



Obr. 76. Podávací mechanismus s oboustrannou západkou dálkově řízených elektrických hodin

1 – kývající člen poháněný elektromagnetem, 2 – tlačná západka, 3 – tažná západka, 4 – rohatka, 5 – stavěcí šrouby

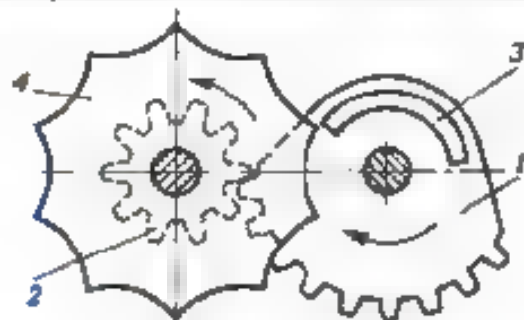


Obr. 77 Podávací mechanismus se svěrnými západkami pro držák konceptu u psacích strojů

1 – táhlo, 2 – západka, 3 – kotouč, 4 – brzda

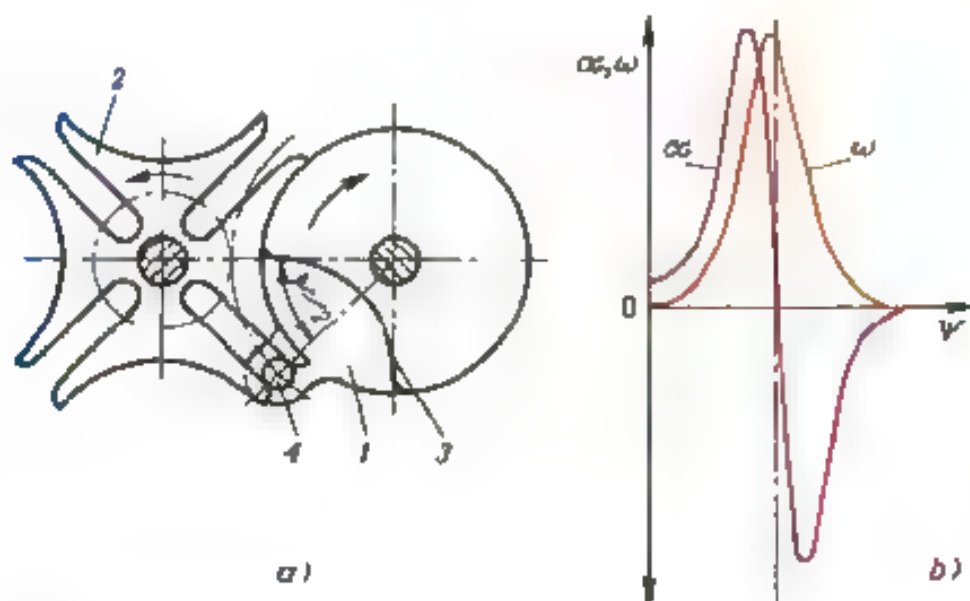
Podávací mechanismy se svěrnými západkami. Vedená součást je spojena s hřídelem kotoučem, natáčeným svěrnou západkou. Poněvadž kotouč je unášen jen silovým stykem, tj. třením, lze těchto mechanismů používat jen tam, kde nezáleží na přesném dodržení délky natočení. Výhodou je, že dráhu natáčení lze libovolně nastavit (obr. 77).

Stavitkové podávací mechanismy jsou na obr 78 až 81.



Obr 78. Zubový podávací mechanismus se stavitkovým kotoučem pro převodové ústředí počítadel

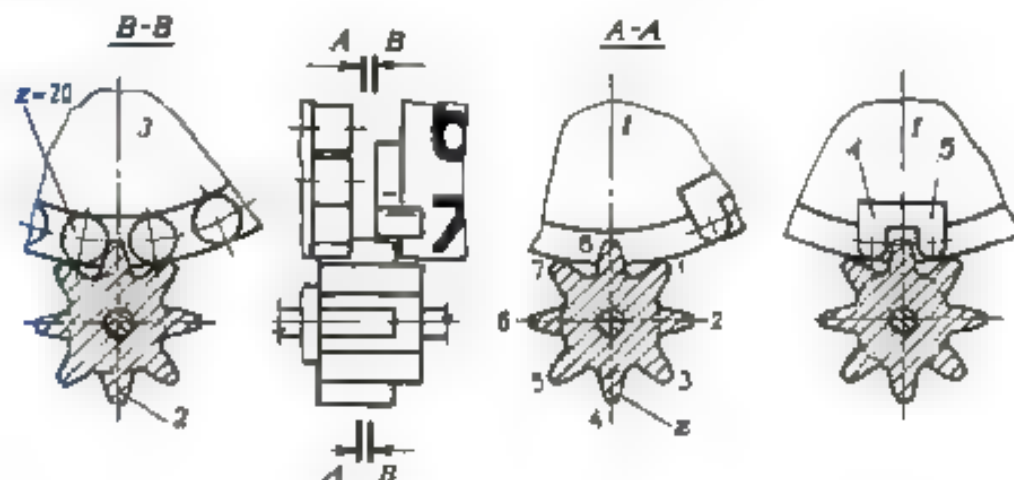
1 – hnací člen ozubený segment s 9 zuby, 2 – hnací člen ozubené kolo s 10 zuby, 3 – obloukovitý výstupek, 4 – obvodová vybrání. Otočí-li se segment o 1 otáčku, pootočí se kolo o 0,9 otáčky a 0,1 otáčky je v klidu

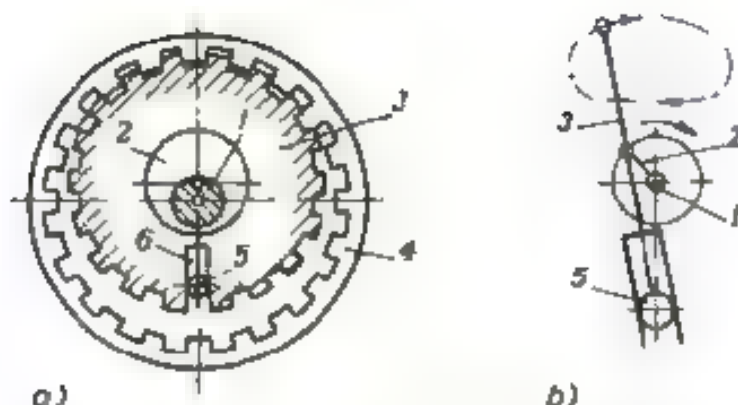


Obr 79. Jednozubý stavitkový mechanismus s malířským křídlem

a) 1 – hnací člen, 2 – hnací člen, 3 – výstupek, 4 – čárový zub.

b) Průběh úhlové rychlosti ω a úhlového zrychlení α v závislosti na úhlu pootočení hnacího členu ψ



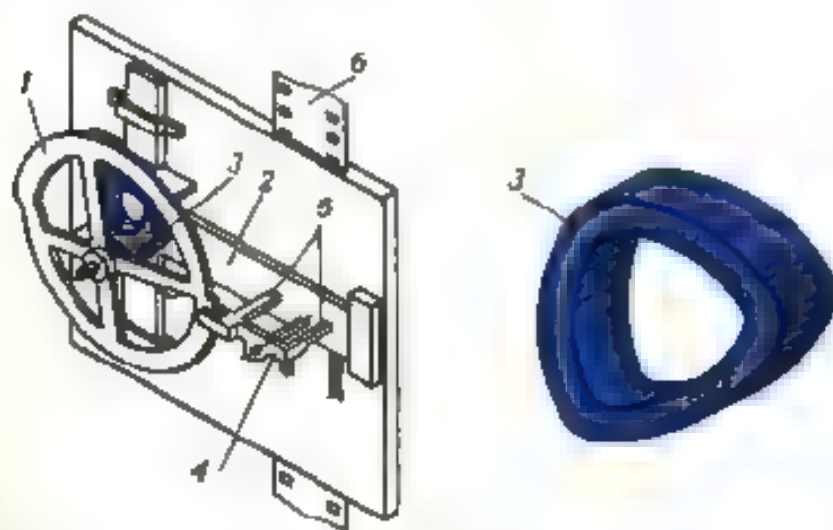


Obr. 81 Výstředný podávací mechanismus otáčkoměrů

a) konstrukční provedení b) kinematické schéma.

1 – hřídel, 2 – výstředník na hřídeli, 3 – ozubené kolo ($z_3 = 18$), 4 – ozubené kolo ($z_4 = 20$), 5 – čep (zchybný) k vedení kola 3, 6 – výřez v kole 3. Při pohybu hřídele ve směru hodinových ručiček je vnější kolo unášeno a pootočeno o $(z_4 - z_3)$ zubové rotace (zde o 2).

Drpákový podávací mechanismus je na obr. 82.



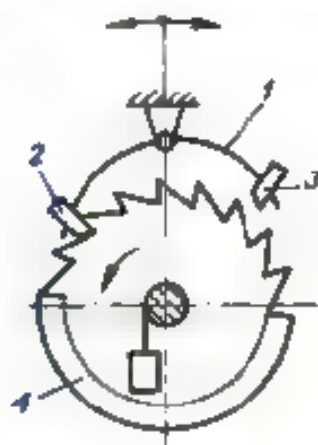
Obr. 82 Drpákový podávací mechanismus pro posuv filmového pásu

1 – plechový kotouč, 2 – sáně, 3 – trojoblouková vačka, 4 – drpáková vidlice, 5 – čep vidlice, 6 – filmový pás

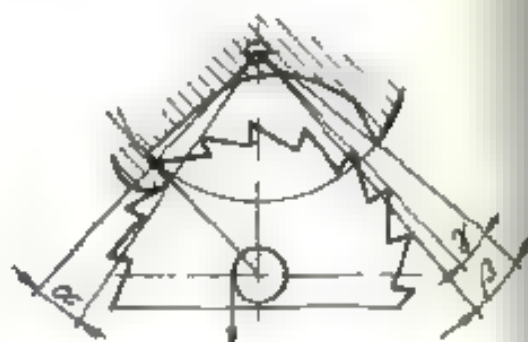
◀ Obr. 80 Dvoustupňový podávací mechanismus počítadel elektroměrů, tachometrů apod.
1 – hnací kolo, 2 – mezikolo, 3 – hnací kolo, 4, 5 – cévové zuby, z_4, z_5, z_7 – široké zuby, z_2, z_6, z_8 – úzké zuby. V dekadickém počítadle musí být 20 zubů, aby po deseti otáčkách hnacího kola vykonalo hnací kolo jednu otáčku

2.8.3 Krokové mechanismy

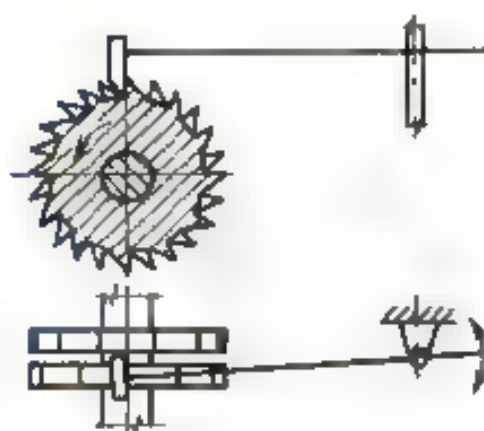
Jako krok se v časoměřičské technice označuje mechanismus složený z kotvy (sem a tam kyvající člen), která je v mnoha případech ovládána kyvadlem (kyvný regulátor) a pracuje společně se stoupacím kolem (ozubené kolo).



Obr. 83 Krokový západkový mechanismus
1 - kývající krokový člen (kotva),
2, 3 - západky, 4 - rohatka (stoupací kolo)



Obr. 84. Tvar zubů a západek
 $\alpha < \beta$ - podmínka, aby levá západka vyšla ze záběru dříve než se pravá západka setká se hřbetem zubu, $\alpha > \beta$ - podmínka, aby se pravá západka setkala se zubem dříve, než levá západka vyjde ze záběru



Obr. 85. Krokový mechanismus pro rychlé podávání

Mají-li se při každém podávacím kroku uvést náhle do pohybu větší hmotnosti, je zapotřebí značné síly. K pohonu hřídelů západkových podávacích mechanismy stačí naopak malá síla, jestliže hřídel, který je trvale pod vlivem hnací síly z akumulátoru energie, se jen řídí, tj. přerušovaně kývavým krokovým členem zastavuje a uvolňuje. Nevýhodou je, že akumulátor energie (zpravidla pružina) se musí čas od času znovu nabíjet.

Schéma *krokového západkového mechanismu* je na obr. 83. Kývavý (krokový) člen, zabírající střídavě západkami se zuby rohatky, dovoluje pokaždé další pootočení o polovinu rozteče zubů.

Kluzné plochy konců západek se dělají tak, aby v poloze záběru měly radiální směr. Tím se zajistí, že se kolo při zdvihání nebo klesání západek neotáčí zpět (obr. 84).

U velmi rychle pracujících krokových mechanismů má být hmotnost pohybovaného členu co nejmenší. Tak např. elektrické dálnopisy (obr. 85) mají dvě vedle sebe umístěná a o půl rozteče přesazená kroková kola, která jsou vratným pohybem jednoduchého krokového členu střídavě zdržována. Tímto provedením lze dosáhnout až padesát zdržovacích kroků za sekundu.

2.9 Regulační a brzdicí mechanismy

Regulační techniku lze z praktického i teoretického hlediska považovat za základ automatizace, která otevírá velké možnosti zvyšování produktivity společenské práce a přetváření jejího charakteru.

U strojů se udržuje stálá rychlost pohybu tak, že se přiváděná energie rovná spotřebované energii. Tento způsob regulace zajišťuje nejehospodárnější využití energie.

U přístrojů přesné mechaniky se používá jednodušší regulace, spočívající v tom, že hnací energie je větší než zátěžná a její přebytek se maří brzděním.

Regulační a brzdicí mechanismy mají za úkol řídit průběh rychlosti pohybu, který vykonává součást pod vlivem vnější síly.

Rozdělení regulačních a brzdicích mechanismů

1. mechanismy k udržování stálé rychlosti stroje — *rychlostní regulátory*.
2. mechanismy:
 - a) k zpomalování rychlosti součástí až do klidu — *mechanismy brzdicí*,
 - b) k uklidnění pohybu součástí kmitající kolem rovnovážné polohy — *mechanismy tlumící*.

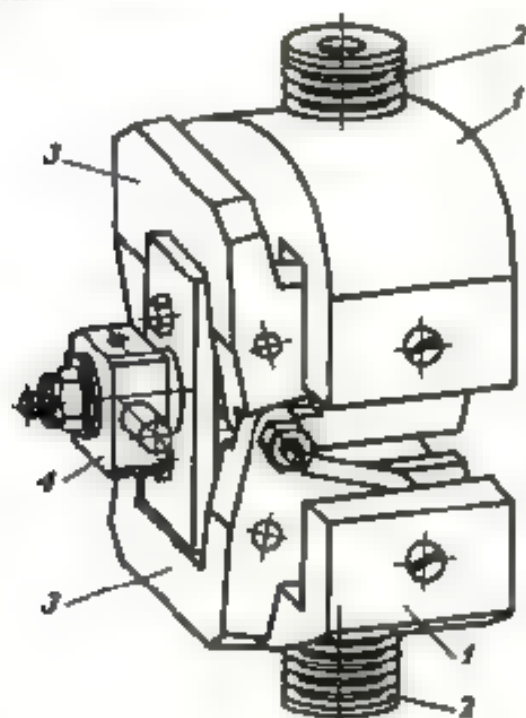
2.9.1 Rychlostní regulátory

Zatímco setrvačnick vyrovnává nerovnoměrnost běhu stroje způsobené klikovým ustrojem v průběhu každé otáčky, vyrovnává regulátor nerovnoměrnost způsobené změnou zatížení stroje, které zpravidla trvají několik otáček.

Odstředivé regulátory

Odstředivá síla F_c je vyvozena hmotností dvou otáčejících se závaží, zátěžná síla F_z pružinou. Při jmenovitých otáčkách n jsou tyto síly v rovnováze $F_c = |F_z|$. Změní-li se rovnovážné otáčky na jiné, $n' = n(1 + \delta)$, kde $\delta = \Delta n/n$ je poměrná změna otáček, vznikne přestavující síla $F_p = F_c - F_z$, která přestavuje regulátor podle změny zatížení. Tato výslednice sil se přenáší objímkou na regulační páku, která zvětšuje nebo zmenšuje množství energie přiváděné do stroje. Například u regulátoru vstřikovacího čerpadla vznětových motorů (obr. 86) působí regulační páka

na ozubený hřeben ovládající polohu pístku vstřikovací jednotky. Tím se řídí množství vstřikovaného paliva v závislosti na zatížení motoru při konstantních otáčkách.



Obr. 86. Regulátor vstřikovacího čerpadla vznětového motoru. Poloha při nejvyšších dovolených otáčkách

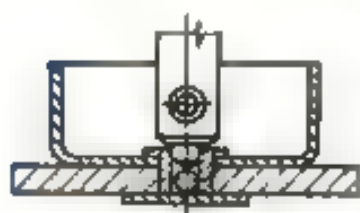
1 – závaží, 2 – pružina, 3 – páka závaží, 4 – objímka

Regulátory s třením mezi tuhými tělesy

Jednoduchý radiální regulátor (obr. 87). Závaží je upevněno na kolíku, který se může posouvat v otvoru hřídele, jehož rychlost má být stálá. Pružina odtláčuje závaží od brzdové dráhy válcového pláště. Při větší rychlosti otáčení se závaží přitlačí k plášt, čímž vznikne třecí brzdící moment M_T .

Velikost odstředivé síly:

$$F_C = m \cdot e \cdot \omega^2 = m \cdot e \cdot (2\pi \cdot n)^2,$$



kde m je hmotnost závaží,

e – vzdálenost těžiště závaží od osy rotace,

$\omega = 2\pi \cdot n$ – úhlová rychlost.



Obr. 87. Princip odstředivého regulátoru s třením

Při otáčení vznikne mezi odstředivou silou F_C , zátěžnou silou pružiny F_z a třecím brzdícím momentem M_T vztah.

$$M_T = (F_C - F_z) \cdot f \cdot r,$$

kde f je součinitel tření,

r – poloměr válcového pláště.

Po dosazení za F_C :

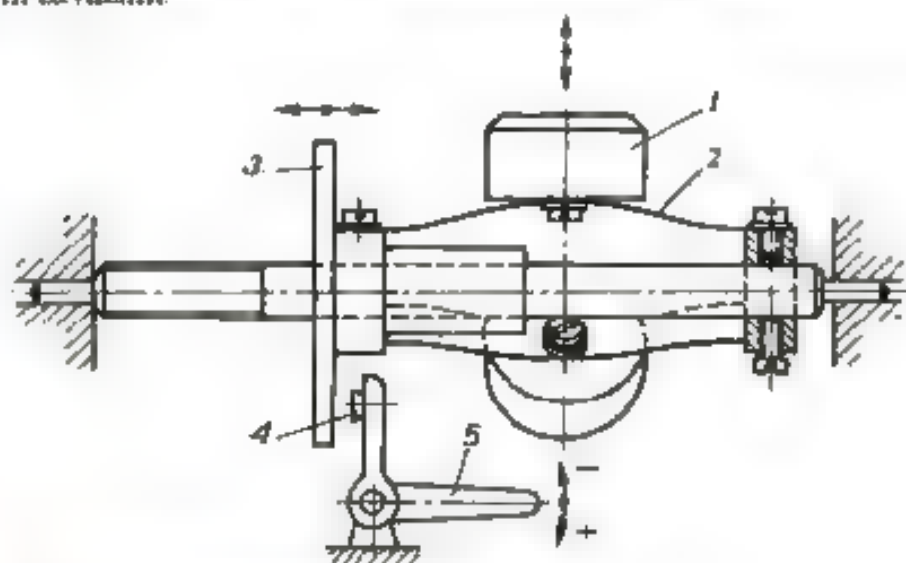
$$M_T = m \cdot e \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot f \cdot r - F_z \cdot f \cdot r.$$

Regulátor počítáme pro tzv. mezní otáčky n_0 , tj. otáčky, při nichž je brzdící moment nulový, tedy kdy závaží právě začíná dolehat na brzdovou dráhu.

Je-li tedy $M_T = 0$, pak

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{F_z}{m \cdot e}}.$$

Se zřetelem na klidný chod se používají regulatory se dvěma souměrně uloženými brzdícími závažími.



Obr. 88. Axální regulátor gramofonového strojeku

1 – tři závaží, 2 – tři ploché pružiny, 3 – třecí kotouč, 4 – brzda, 5 – regulační páčka.

Rychlost otáčení lze regulovat vychýlením brzdy 4 regulační páčkou 5

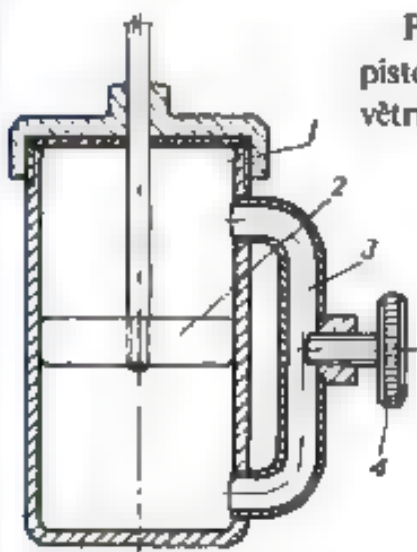
Axální regulatory se používají, má-li z důvodů prostorového uspořádání brzdící tlak působit ve směru osy regulátoru (obr. 88).

Regulatory s kapalinovým třením

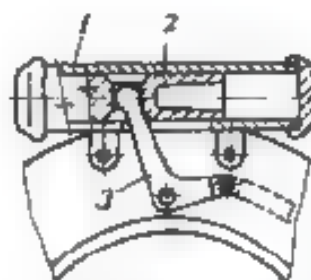
Navrhují se jako pístové a jsou proto vhodné k řízení přímočarých pohybů (obr. 89).

Regulátory se vzduchovým třením

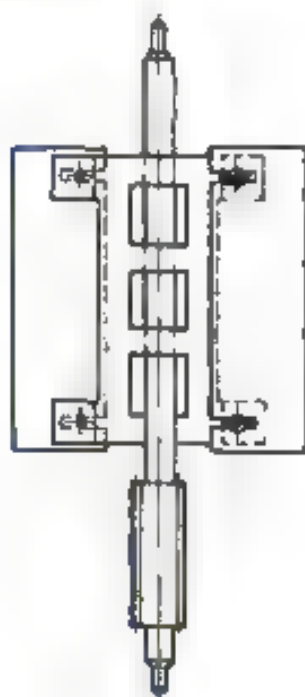
Podle druhu řízeného pohybu jsou:
pístové regulátory k regulaci přímočarého pohybu (obr. 90),
větrníkové regulátory k regulaci otáčivého pohybu (obr. 91).



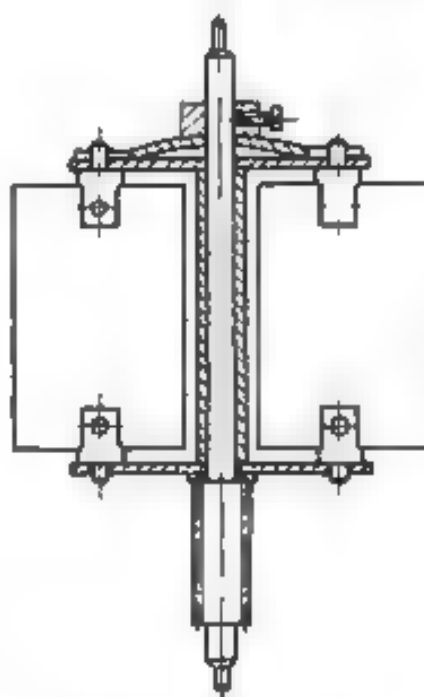
Obr. 89. Pístový regulátor s kapalným třením
1 – válec, 2 – píst, 3 – obtoková trubka,
4 – škrtkací šroub



Obr. 90. Pístový regulátor uzávěrky objektivu
1 – válec, 2 – brzdící dvojitý píst,
3 – úhlová páka. Střední díl pístu je spojen s vnějším vzduchem



a)



b)

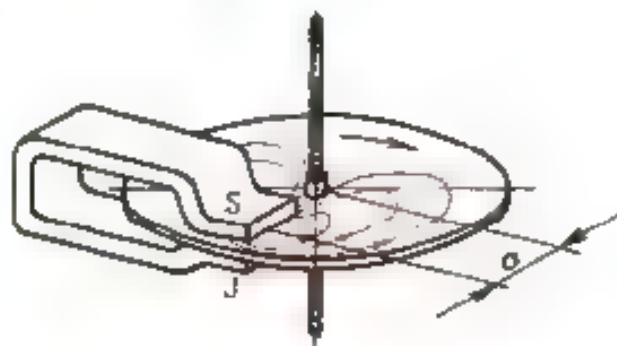
Obr. 91. Větrníkový regulátor s nastavitelným brzdícím účinkem

a) křídla radiálně posouvatečná, b) křídla natáčivá

Velikost brzdícího momentu závisí na výrazu $S \cdot v^2 \cdot \rho$, kde S je plocha křídla, v – střední rychlost, ρ – střední poloměr křídla. Brzdící účinek lze seřadit a) radiálním posuvem křídla (změna ρ), b) vytáčením křídla z radiální roviny (změna průmětu křídla S do této roviny)

Regulátory s působením vířivých proudů

Jako brzdicí těleso se používá kovový kotouč, který se pohybuje v magnetickém poli (obr. 92). Brzdící moment stoupá lineárně s otáčkami (použití např. u elektrických počítadel). Brzdící moment lze měnit posouváním magnetu radiálním směrem (změna vzdálenosti a) nebo natáčením.

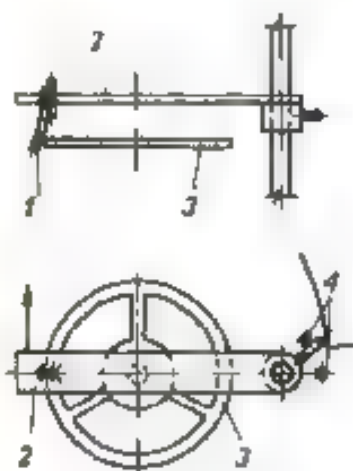


Obr. 92. Regulátor s vířivými proudy
cesty vířivých proudů v kotouči

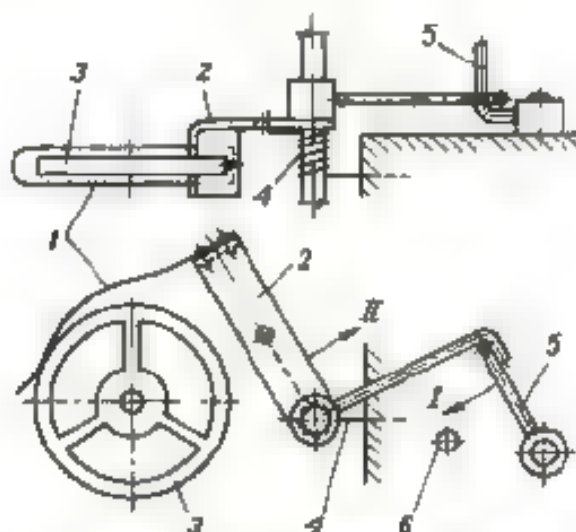
2.9.2 Brzdící mechanismy

Mají rychlost tělesa zpomalovat, v mezním případě až zastavit. Brzděním se odebírá tělesu pohybová energie a přeměňuje v teplo. Kromě toho musí brzdící moment překonat hnací moment, jestliže pohon nebyl při brzdění vyřazen.

Příkladem brzd používaných v přesné mechanice je brzda pro hodinové stroje. V časoměrné technice se pro přemístitelné přístroje používá místo gravitačního kyvadla *nepokoj*, tj. pružinové kyvadlo, u něhož vykonává malý setrvačnický kyv



Obr. 93. Brzda nepokoje u menších hodinových mechanismů
1 - brzdící pružina (drát),
2 - brzdová páka, 3 - nepokoj,
4 - kolíčky pro zajištění koncových poloh páky

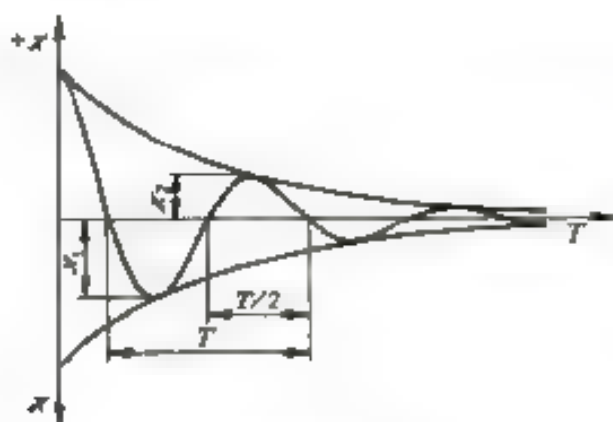


Obr. 94. Brzda nepokoje u větších mechanismů (např. u hudebních strojů)
1 - brzdící pružina, 2 - brzdová páka, 3 - nepokoj,
4 - nosná pružina páky, 5 - stavěcí páka,
6 - kolíček. Odbrzdění se provede stavěcí páčkou 5, při čemž se mechanismus pohybuje ve směru šipek I, II

působením spirální pružiny. K spouštění a zastavování hnacích strojků, jejichž chod je regulován nepokojem, slouží brzdy s radiálním brzdícím tlakem. Je to vlastně pružina, která může být přitlačována na obvod nepokoje (obr. 93, 94).

2.9.3 Tlumičí mechanismy

Pohyblivé systémy vychýlené silou z klidové polohy se snaží zaujmout novou rovnovážnou polohu. Bez působení odporů by pohyb systému kolem rovnovážné polohy neustal, systém by kmital netlumeně. Tření v uložení a o vzduch však pozvolna uvádí systém do klidu. Přídavné tlumičí zařízení působí rychlé uklidnění, odejme kmitající součásti pohybovou energii a přemění ji v teplo. Velikost potřebné třecí síly a tlumičí účinek musí odpovídat rychlosti pohybu, proto tření tuhých těles není vhodné.

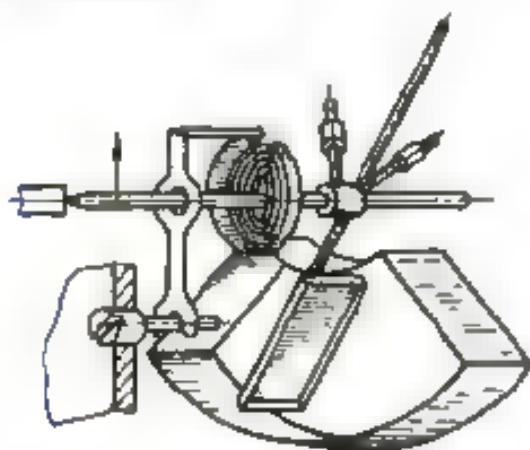


Obr 95 Periodické tlumené kmitání
 x_1, x_2 – výchylky, T – doba kmitu

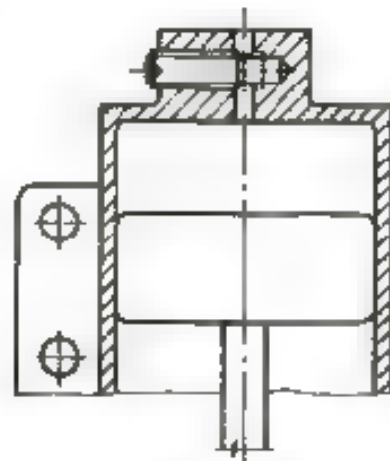


Obr 96 Aperiodické tlumení pohybu

Vhodné je tlumení vzduchem nebo kapalinami, nebo vířivými proudy. Tlumené kmitání je nejčastěji periodické (obr. 95). Je-li tlumení tak silné, že žádné kmitání nenastává, jde o aperiodické (plazivé) tlumení pohybu (obr. 96). Obvykle se připouští až dvě překývnutí.



Obr 97. Křídlový vzduchový tlumič

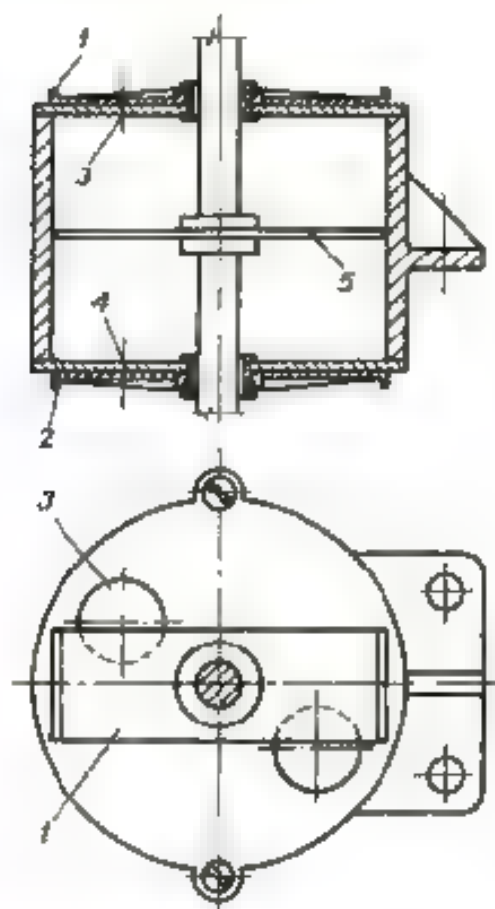


Obr 98. Pistonový vzduchový tlumič

Vzduchové tlumiče

Křídlové tlumiče (obr. 97) jsou pro svou jednoduchost nepoužívanější. V uzavřené komůrce kýve s malou vůlí křídélko spojené s hřídelem měřicího systému. Vzduch přitom proudí štěrbinou mezi křídélkem a komůrkou nebo otvorem komůrky ven.

Pístový tlumič s možností nastavení velikosti tlumení šroubem je na obr. 98



Obr. 99. Diferenciální vzduchový tlumič pro analytické váhy
1, 2 – nastavitelný čtven, 3, 4 –
otvory, 5 – tlumicí deska

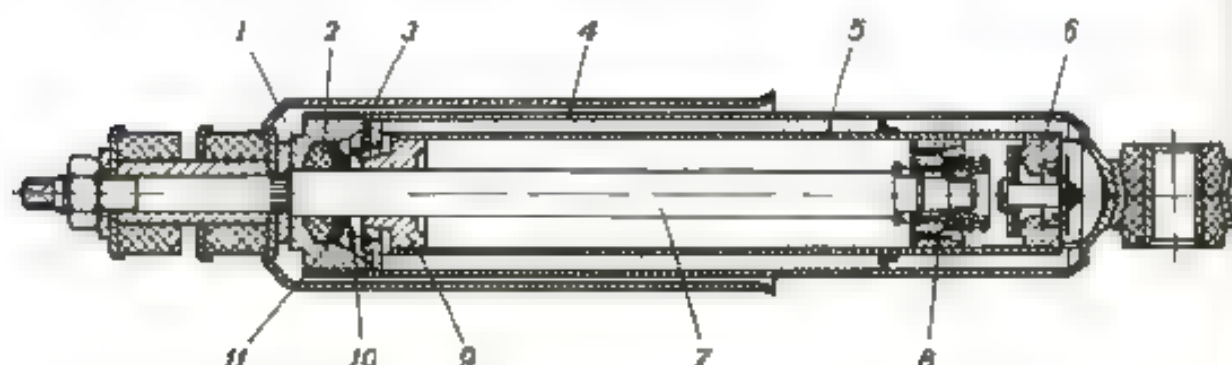
U diferenciálního tlumení (obr. 99) se množství vzduchu řídí nastavitelnými otvory.

Kapalinové tlumiče

Používají se pro tlumení kmitacího systému o velké hmotnosti. Píst se pohybuje ve válci naplněném olejem nebo glycerinem. Nepoužívá-li se kapalinový tlumič v klimatizované místnosti, nepříznivě se projeví silná závislost viskozity na teplotě, proto nejvhodnější kapalinou je silikonový olej.

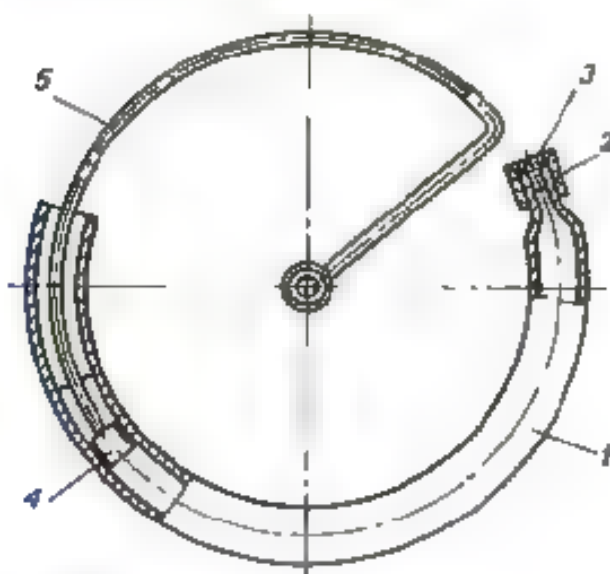
Tlumiče používané u automobilů tlumí rychlost relativních pohybů karosérie a nápravy, zmenšují tak frekvenci a amplitudu rozkmitání karosérie. Jsou dvojčinné, tj. s oboustranným útlumem, teleskopické, s kapalinovou náplní (olej). Funkce tlumiče záleží v tom, že kapalina je při jeho pohybu protlačována a škrcena ventily (obr. 100).

Otočně uložené měřicí systémy s velkým úhlem vychylení mohou být vybaveny prstencovým válcem (obr 101). K těsnění se využívá kapilárního působení prstencového válce (trubky). Různě silného tlumicího účinku se dosáhne rozdílným vnitřním průměrem skleněné trubky. Tak např. rozšířením trubky v blízkosti klidové polohy pístu lze tlumení zmenšit, a tím zvýšit spolehlivost



Obr 100. Automobilový tlumič

1 - závěrná zátku, 2 - ucpávka, 3 - těsnící kroužek, 4 - vnější válec, 5 - pracovní válec, 6 - sací a přepouštěcí ventil, 7 - pístnice, 8 - píst s tlumicími ventily, 9 - vodítko pístnice, 10 - pružina, 11 - talíř pružiny



Obr 101 Kapalinový tlumič s prstencovou trubicí

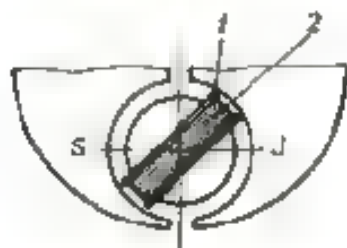
1 - prstencový válec (skleněná trubka), 2 - objímka, 3 - vosk, 4 - píst, 5 - pístnice (drát)

Indukční tlumení

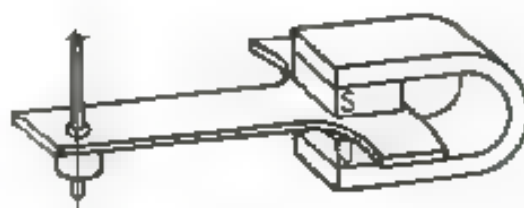
Pohybuje-li se elektrický vodič v magnetickém poli tak, že protíná jeho siločáry, vznikne v něm indukované napětí. Tvoří-li vodič uzavřený proudový okruh, protéká jím proud, který vytvoří magnetické pole též kolem vodiče. Společný účinek obou magnetických polí brzdí pohyb vodiče. Velikost síly působící na vodič závisí na odporu vodiče a na magnetickém toku; je úměrná rychlosti, a proto je vhodná k tlumení kmitů.

V otočné cívce (obr 102) nevyžaduje tento způsob tlumení přídavné náklady, jako vodič slouží rám cívky nebo u bezrámové cívky samo vinutí. Konce vinutí musí být elektricky vodivě spojené.

Pohybuje-li se kovový kotouč či segment v magnetickém poli (obr 103), vzniknou v nich působením indukce vířivé proudy brzdící pohyb. Tento způsob tlumení se používá v elektrických měřicích přístrojích a u vah. Vyžaduje méně místa, justace je jednoduchá – změnou intenzity pole nebo posunutím magnetu, čímž se změní délka ramena páky.



Obr 102 Měřicí zařízení s otočnou cívkou
1 – rám cívky, 2 – vinutí



Obr 103 Kovový segment v magnetickém poli

OTÁZKY A ÚKOLY

2.6 Kulísové mechanismy

1. Jaký je rozdíl v hnacím ústrojí posuvné a kývavé kulisy?
2. Vyznačte u kývavé kulisy délku dráhy smykadla při otočení o stejný úhel. Vyznačte krajní polohy smykadla.
3. Značorněte průběh rychlosti kývavé kulisy a stanovte, k čemu je vhodný.
4. Navrhněte kulísový mechanismus, u něhož přímočaře vedené těleso je jen občas unášeno stále se otáčejícím hřídelem. Prostý sinusový průběh nevyhovuje, výsledník se nahradí vhodně tvarovanou vačkou ve vedení. Fáze pohybu a klidu nechť se střídají tak, že vratně posuvnému pohybu smykadla přiléhá v každém smyslu úhel 120° , který je vždy přerušen fází klidu, které odpovídá úhel 60° . Návrh mechanismu doplňte diagramem průběhu pohybu.

2.7 Vačkové mechanismy

1. Kdy se používají vačkové mechanismy?
2. Které vačkové mechanismy znáte? Proveďte jejich rozdělení.
3. Navrhněte v měřítku 2 : 1 profil vačky s posuvným zdvihátkem vedeným na síle vačky. Zdvihátko je zakončeno hrotem. Průměr vačky $d = 50 \text{ mm}$, zdvih $h = 15 \text{ mm}$, úhly $\varphi_1 = 60^\circ$, $\varphi_2 = 105^\circ$, $\varphi_3 = 90^\circ$, $\varphi_4 = 105^\circ$ (obr 63). Zdvíhová křivka se řídí kosinovou větou.
4. U mechanismu se srdcovkovou vačkou natáčenou tlakem páky (tab 5) určete:
 - a) vztah mezi úhlem sklonu křivky a úhlem tření v místě styku,
 - b) druh křivky pro srdcovkový mechanismus, která by měla stálý úhel sklonu,
 - c) rovnice uvedené křivky v polárních souřadnicích,
 - d) celkový zdvih páky,
 - e) kterou křivkou by se shora uvedená křivka mohla nahradit pro zjednodušení výroby?

2.8 Mechanismy s převodovým pohybem

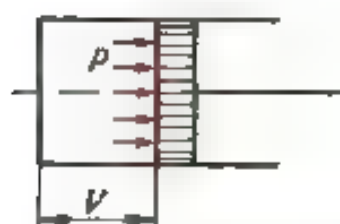
1. Co jsou ozubkové mechanismy a k čemu se používají?
2. Co jsou podávací mechanismy a jaké znáte jejich druhy? Načrtněte jejich schémata.
3. Jak velký krouticí moment přenese rohatka o modulu ozubení $m = 5 \text{ mm}$ a počtu zubů $z = 18$ z oceli II 500? Proveďte konstrukční návrh a výpočet podle obr. 73 a 74.
4. Jaký pohyb vykonává maltežský kříž v průběhu jedné otáčky hnacího hřídele?

2.9 Regulační a brzdící mechanismy

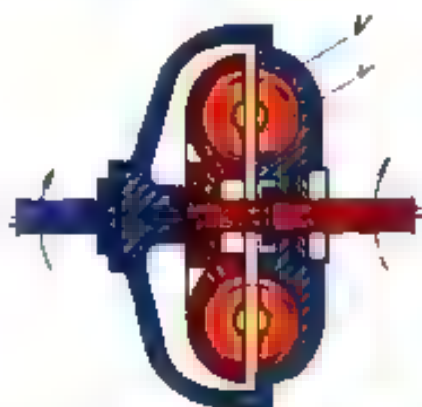
1. Jaký je rozdíl mezi mechanismy brzdícími a tlumícími?
2. Jaký je funkční rozdíl mezi regulátorem otáček a setrvačником?
3. U jednoduchého radiálního regulátoru (obr. 87) je hmotnost závaží $m = 0,15 \text{ kg}$, vzdálenost těžiště závaží od osy rotace $e = 40 \text{ mm}$ a záložná síla pružiny $F_s = 100 \text{ N}$. Vypočítejte mezní otáčky n_g , při kterých závaží začíná dosedat na brzdnou dráhu, a jim odpovídající odstředivou sílu F_C .
4. Na základě znalosti z mechaniky vysvětlete princip brzdění přímočarého posuvného a točivého pohybu. Odvoďte vzorce pro brzdné doby a dráhy.
5. Jaké tlumiče přímých kmitů se nejčastěji používají? Vysvětlete jejich funkci.

3 TEKUTINOVÉ MECHANISMY

Jsou to mechanismy, které využívají k přenosu energie mezi *generátorem* (čerpadlem, kompresorem) a *motorem* tekutinu, např. olej, emulzi, vzduch apod.

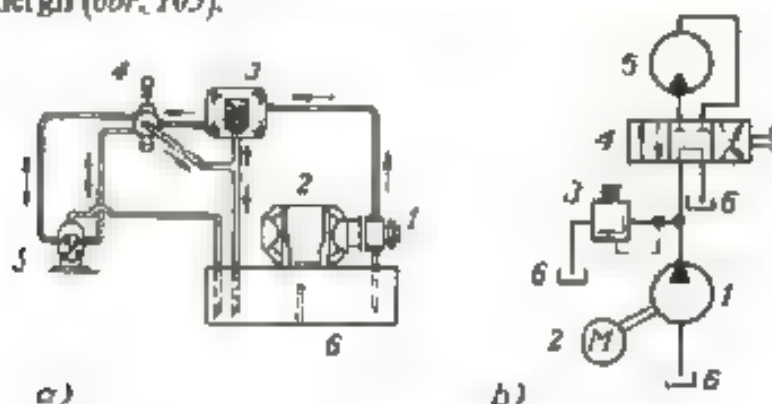


Obr. 104. Princip přenosu tlakové energie
 $W_p = V \cdot p$



Obr. 105. Princip přenosu kinetické energie
 $W_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} V \cdot \rho \cdot v^2$

V tekutinových mechanismech se využívají tyto druhy energie: tlaková, pohybová, deformační a tepelná. Každý tekutinový mechanismus přenáší všechny druhy současně. Podle toho, který druh energie převažuje, se tyto mechanismy rozdělují na *hydrostatické* a *pneumostatické*, u nichž se převážně využívá tlakové energie (obr. 104), a na *hydrodynamické* a *pneumodynamické*, využívající při přenosu převážně pohybovou energii (obr. 105).



Obr. 106. Jednoduchý hydrostatický mechanismus

a) montážní schéma, b) funkční schéma

1 – hydrogenerátor, 2 – elektromotor, 3 – tlakový ventil, 4 – rozváděč, 5 – rotační hydromotor, 6 – nádrž

Hydrogenerátor převádí mechanickou energii hnacího elektromotoru na tlakovou energii kapaliny a hydromotor ji mění zpět na mechanickou. Tlakový ventil omezuje maximální tlak v obvodu a rozváděč umožňuje změnu pohybu hydromotoru

3.1 Grafické značky a schémata

Značky schémat hydrostatických a pneumostatických soustav určených k přenosu a řízení (ovládání a regulaci) tlakové energie jsou v ČSN 01 3722 a v ST1. Schéma musí vyjadřovat jednoznačně funkci dané soustavy. Norma rozděluje značky na skupiny podle použití v praxi. Na obrázku 106 je příklad použití těchto značek. U obrázků prvků se dále vždy uvádí ještě i normalizovaná značka.

3.2 Nositele energie

Nositelem tlakové energie v hydraulických mechanismech jsou kapaliny (teoreticky nestlačitelné), u pneumatických mechanismů většinou stlačený vzduch (stlačitelný).

3.3 Hydrostatické mechanismy

3.3.1 Kapaliny používané v hydraulických mechanismech

Použit je možno nejrůznější kapaliny (tab. 17). Na volbě kapaliny závisí provozní spolehlivost celého mechanismu. Kapaliny jsou značně namáhány mechanicky (změnou a pulsací tlaku, vnitřním třením), tepelně a chemicky (vlhkostí vzduchu, změnou teplot a katalytickým účinkem kovů).

Tab. 17 Parametry hydraulických kapalin

Vlastnost	Voda	Minerální oleje	Oleje na ricinové bázi	Emulze voda-glykol	Syntetické oleje
Hustota 10^3 kg m^{-3}	1	0,87	—	1,1	0,9
Viskozita	nizká	nizká až velmi vysoká	nizká až velmi vysoká	nizká až vysoká	nizká až velmi vysoká
Standardní těsnění	pryž a tkanivo	syntetické pryže	přírodní pryže	syntetické pryže	syntetické pryže
Ochrana součástí proti korozi	malá	znamenitá	velmi dobrá	dobrá	velmi dobrá
Životnost generátoru	dostatečná	standardní	srovnatelná	srovnatelná do 10,5 MPa	standardní
Všeobecná mazivost	nepatrná	znamenitá	znamenitá	velmi dobrá	znamenitá
Poměrné náklady	1	100	100 až 120	400	100 až 120

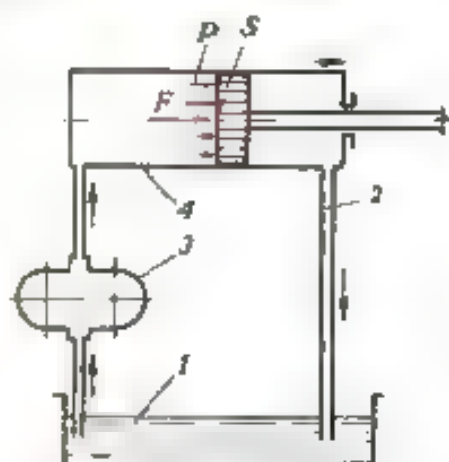
Požadavky na kapaliny

dobré těsnění a mazací schopnosti,
malé vnitřní tření a odolnost proti chemickým změnám,
ochrana kovových částí před korozí,
minimální sklon k pění a k vytváření emulzí s vodními párami,
minimální obsah těkavých složek a nečistot,
co nejmenší změna viskozity při změně teploty,
dostupnost a přijatelná cena.

Při volbě druhu kapaliny se vychází z viskozity a tepelného namáhání. Pro mechanismy pracující s tlaky do 5 MPa se volí kapaliny o kinematické viskozitě $\nu = (1 \text{ až } 3,5) \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, pro vyšší tlaky $\nu = (3,5 \text{ až } 6) \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a více. Volbu kapaliny ovlivňují mimo jiné požadavky na její životnost, požadavky na přesnost a životnost mechanismu. U nás se v současné době nejčastěji používají minerální oleje trvanlivý T 1A podle TP – 200/076 – 59, nízkotuhnoucí ON – 1 a ON – 3 podle ČSN 65 6680, přístrojový ON – MVP podle ČSN 65 6681, oleje s přísadami pro traktory OZT – 7A a OZT – 10A podle ČSN 65 6647.

3.3.2 Princip a použití

Funkce hydrostatických mechanismů je založena na poznatku rovnoměrného šíření tlaku v kapalinách všemi směry (Pascalův zákon). K přenosu výkonu využívají tlakovou energii kapaliny (obr. 107).



Obr. 107 Schéma funkce
hydrostatického mechanismu
1 – nádrž, 2 – píst, 3 – hydrogenerátor, 4 – hydromotor

Použití hydrostatických mechanismů je velmi rozšířeno ve všech odvětvích národního hospodářství a vyplývá z jejich výhod i nevýhod.

Výhody

1. Možnost snadného rozvodu na značnou vzdálenost i na špatně dostupná místa.
2. Dosažení velkých silových poměrů.
3. Jednoduché řízení zejména rychlosti, výkonu, kroutícího momentu, tlaku, směru pohybu apod.

4. Jednoduchý způsob zapojení do automatických pracovních strojů.
5. Možnost typizace a normalizace pro široký rozsah parametrů.
6. Malé opotřebení, a tím velká životnost.
7. Poměrně nízké náklady na údržbu.

Nevýhody

1. Nutnost zpětného odvádění kapaliny do nádrže.
2. Náročnost na konstrukci a výrobu.
3. Choulostivost na nečistoty.
4. Citlivost ke změnám kapaliny.

V porovnání s pneumatickými a elektrickými mechanismy jsou vhodné především při plynulé změně otáček nebo rychlosti, při značném kolísání zatížení a při velkém regulačním rozsahu. Dále při přeměně otáčivého pohybu na přímočarý při značném zdvihu a výkonu, při časté změně smyslu pohybu v krátkých časových intervalech s velkým zrychlením nebo zpožděním a u převodů se značným výkonem nebo kroutícím momentem při současném požadavku malých rozměrů a hmotnosti.

Hydrostatické mechanismy rozdělujeme podle několika hledisek, např.:

1. podle funkcí, které ve strojírenství zastávají, na mechanismy:
 - a) bezsilové,
 - b) silové;
2. podle pohybu kapaliny mezi generátorem a motorem na mechanismy:
 - a) se stejnosměrným proudem,
 - b) se stejnosměrným pulsujícím proudem,
 - c) se střídavým proudem;
3. podle způsobu zpracování informace na
 - a) autonomní mechanismy – informace na vstupu je dána konstrukcí,
 - b) mechanismy s několika vstupy – informacemi (např. otáčky generátoru, rozváděče apod.),
 - c) mechanismy se zpětnou vazbou.

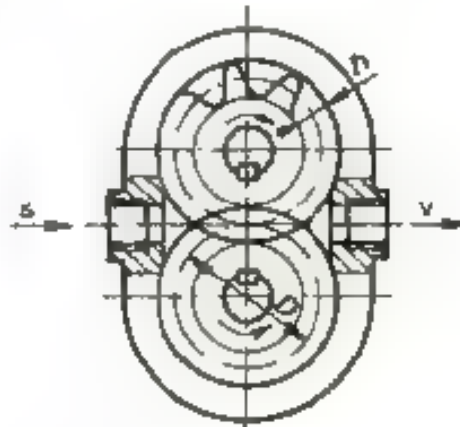
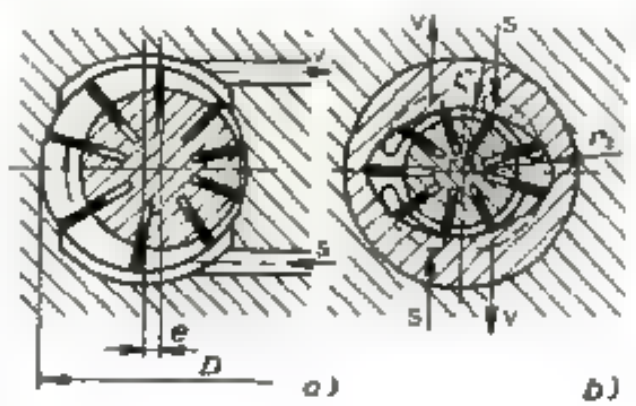
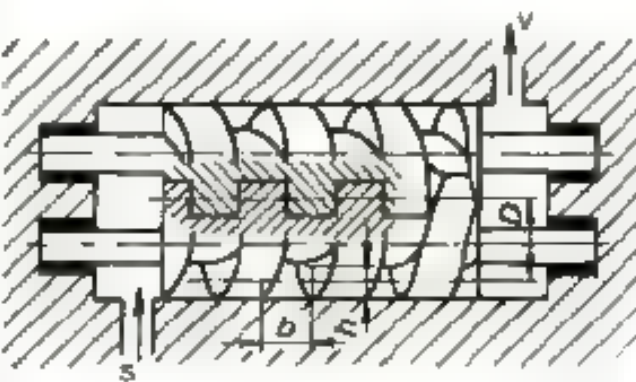
3.3.3 Generátory hydraulické energie

Úkolem generátorů čerpadel v hydraulických mechanismech je udílet kapalině tlakovou energii a také určitou část energie kinetické, potřebné k překonávání průtočných odporů při průtoku kapaliny obvodem.

Požadavky kladené na generátor

1. co nejrovnoměrnější průtok,
2. co nejmenší ztráty netěsností,
3. co nejmenší hydraulické odpory,
4. co nejmenší ztráty třením,
5. použití rychloběžných čerpadel, která jsou malá a levná,
6. klidný a tichý chod,
7. dostupnost a cenová přijatelnost.

Tab. 18. Generátory hydraulické energie

Druh	Schéma	Výpočet průtoku
Zubové		$Q = \pi D h b n =$ $= 2\pi z m^3 b n,$ $D = z m,$ $h = 2m,$ <p>kde b je šířka kola, z – počet zubů, m – modul, π – otáčky, s – sání, v – výtlak</p>
Lamelové	<p>a) nevyvážené b) vyvážené</p> 	<p>a) $Q = 2\pi e D b n,$ b) $Q = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) b n,$</p> <p>kde D je průměr statoru, e – výstřednost, b – šířka lamel, r_2, r_1 – poloměry většího (menšího) oblouku oběžné dráhy</p>
Šroubové (vřetenové)		$Q = \pi \cdot D \cdot h \cdot b \cdot n,$ <p>kde D je střední průměr šneka, h – hloubka závitu, b – šířka drážky závitu na rozločné kružnici, n – sání, v – výtlak</p>

Pokračování

Druh	Schema	Výpočet průtoku
Pístové	a) radiální b) axiální – s nakloněnou deskou s nakloněným blokem c) řadové	$Q = k\pi D^2 \cdot z \cdot L \cdot n$, kde D je průměr pístu, z počet válců, L – zdvih a) $L = 2e$, b) $L = 2r \cdot \operatorname{tg} \alpha$, c) $L = 2r$

Generátory rozdělujeme podle toho, kterými částmi nasávají a vytlačují kapalinu, tj. vytvářejí geometrický objem (tab. 18). Téměř všechny mohou pracovat s konstantním nebo proměnlivým průtokem. Pro volbu typu generátoru je rozhodující průtok a provozní tlak.

Výpočet příkonu generátoru

a) U generátoru s přímočarým pohybem výstupního členu:

$$P = \frac{F \cdot v_{pm}}{\eta} = \frac{S \cdot p \cdot Q}{\eta \cdot S} = \frac{Q \cdot p}{\eta},$$

b) u generátoru s rotačním pohybem výstupního členu:

$$P = \frac{M_k \cdot \omega}{\eta} = \frac{p \cdot S \cdot R \cdot 2\pi \cdot n}{\eta} = \frac{p \cdot V_k \cdot n}{\eta} = \frac{Q \cdot p}{\eta},$$

- kde F je síla na výstupním členu,
 n — otáčky,
 v_m — střední rychlost pístu,
 M_k — krouticí moment,
 S — plocha pístu,
 p — tlak kapaliny,
 Q — objemový průtok,
 V_g — geometrický objem generátoru,
 ω — úhlová rychlost,
 η — účinnost generátoru.

Vztahy pro výpočet objemového průtoku u jednotlivých generátorů jsou v tab. 18.

Zubové generátory*)

Jsou nejrozšířenější pro svou konstrukční i výrobní jednoduchost. Používají se běžně pro tlaky 3 až 5 MPa. Speciální konstrukce dovozuji jejich použití až pro 10 až 16 MPa, špičkově až 31,5 MPa. Objemový průtok bývá přibližně od $0,04 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ do $1,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ pro jednostupňový generátor. Otáčky generátoru obvykle odpovídají otáčkám hnacího motoru.

Zubové generátory vyžadují pro svou malou samonasávací schopnost umístění co nejblíže k hladině, popř. pod hladinu. Při použití viskóznější kapaliny jsou hlučnější a dochází k většímu opotřebení a je nebezpečí vzniku kavitace. (Kapalina špatně zaplňuje zubové mezery, čímž vzniká nežádoucí podtlak.)

Šroubové generátory

Vyznačují se velkou rovnoměrností dodávky, pracují stejně jako zubová čerpadla bez ventilů. Jsou poměrně tichá a mají klidný chod. Dosahují značných tlaků (25 MPa) při vysoké účinnosti. Jejich montáž a demontáž je snadná. Mají malé rozměry na jednotku výkonu.

Nevýhodou je obtížná výroba rotorů (šroubů) v potřebné přesnosti a kvalitě povrchu, čímž se podstatně zvyšují výrobní náklady.

Lamelové generátory

Při otáčení rotoru dochází ke změně objemu prostoru uzavřeného lamelami, státorem a rotorem. V části generátoru, kde tento objem roste, nastává sání; kde se zmenšuje, dochází k vytlačování kapaliny. Vhodné pro větší tlaky a otáčky, účinnost $\eta = 0,85$ až $0,92$.

*) Konstrukce všech generátorů - čerpadel i kompresorů - je vysvětlena v učebnici Skopař a kol. Stavba a provoz strojů IV

Pístové generátory

U pístových generátorů je kapalina dopravována do výstupu přímočarým pohybem pístu. Vyznačují se velmi dobrou objemovou i celkovou účinností a jsou určeny pro vysoké pracovní tlaky.

Axiální pístové generátory mají válec v bloku, který se otáčí, a šoupátkový rozvod, nebo je blok pevný a rozvod ventulový.

Radialní pístové generátory mají proti axiálním větší hmotnost a podstatně nižší měrný výkon. Mohou mít písty vedené v rotoru (tab. 18) nebo ve statoru.

Řadové pístové generátory jsou v porovnání s ostatními konstrukcemi příliš rozměrné a drahé. Používají se pro vysoké tlaky (60 MPa i více), např. pro pohon hydraulických lisů. Pohon pístu je od výstřednikového kotouče nebo klikového mechanismu – rozvod ventulový.

Životnost všech pístových generátorů je závislá na pracovních podmínkách a čistotě kapaliny.

3.3.4 Hydromotory

Hydromotory (i hydrogenerátory) jsou podle ČSN 11 9000 zařazeny do skupiny převodníků. Hydrostatický převodník je definován jako hydraulický prvek určený k přenosu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak.

Proto je konstrukční provedení motorů a generátorů velmi podobné, v některých případech dokonce stejné. Liší se tím, že kapalina je do motoru přiváděna pod tlakem, a je tedy schopna zaplňovat pracovní prostor při vyšší pohybové frekvenci.

Přímočaré hydromotory

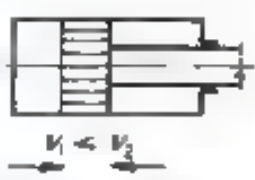
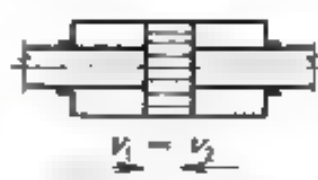
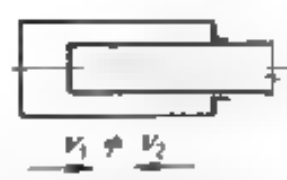
Jsou v současné době nejvíce užívané hydraulické prvky při mechanizaci a automatizaci technologických procesů. Jejich přednosti jsou malé rozměry a hmotnost vzhledem k velikosti přenášeného výkonu, dobrá účinnost, funkční spolehlivost a konstrukční jednoduchost. Hlavní části jsou na obr. 108.

Rozdělení přímočarých hydromotorů je v tab. 19 a 20.

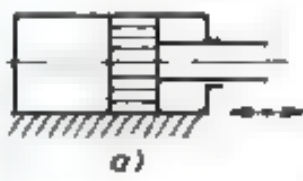
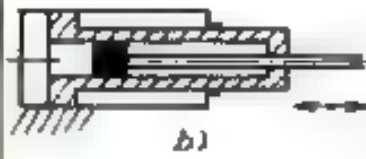
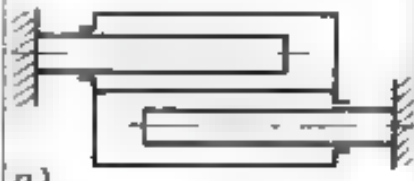

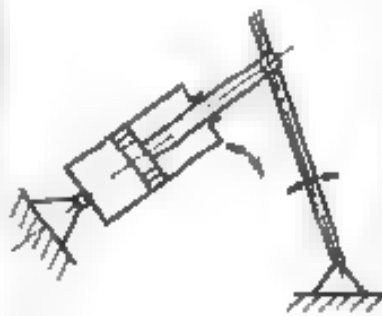


Obr. 108. Hlavní části přímočarého hydromotoru
1 – píst, 2 – pístnice, 3 – trubka, 4, 5 – vřta

Tab. 19 Rozdělení přímočarých hydromotorů podle konstrukčního provedení

Jednostranný přímočarý hydromotor	Oboustranný přímočarý hydromotor	Jednočinný přímočarý hydromotor s pístžerem
 <p>$v_1 < v_2$</p> <p>Při konstantním průtoku je dosahováno rozdílné rychlosti</p>	 <p>$v_1 = v_2$</p> <p>Rychlost v obou směrech stejná</p>	 <p>$v_1 \neq v_2$</p> <p>Zpětný pohyb musí být vyvozen jinou vnější silou</p>

Tab. 20 Rozdělení přímočarých hydromotorů podle pevných a pohyblivých částí

Uspořádání s pevným válcem	Uspořádání s pevnou písticí	Uspořádání s výkyvným válcem
 <p>a)</p>  <p>b)</p> <p>Válec stojí, píst se pohybuje</p>	 <p>a)</p>  <p>b)</p> <p>Píst stojí, válec se pohybuje</p>	 <p>Válec je zavřeten na otočném čepu</p>

Výkon hydromotoru:

$$P = F \cdot v, \eta = F \cdot f \cdot L_{\max} \quad \eta = p \cdot S \cdot f \cdot L_{\max} \quad \eta = p \cdot V_t \cdot f \cdot \eta = p \cdot Q \cdot \eta$$

kde p je tlak kapaliny,

S – plocha pístu,

$v = Q/S$ – rychlost pístu,

f – pohybová frekvence,

L_{\max} – maximální zdvih,

F – síla, kterou vyvodí píst:

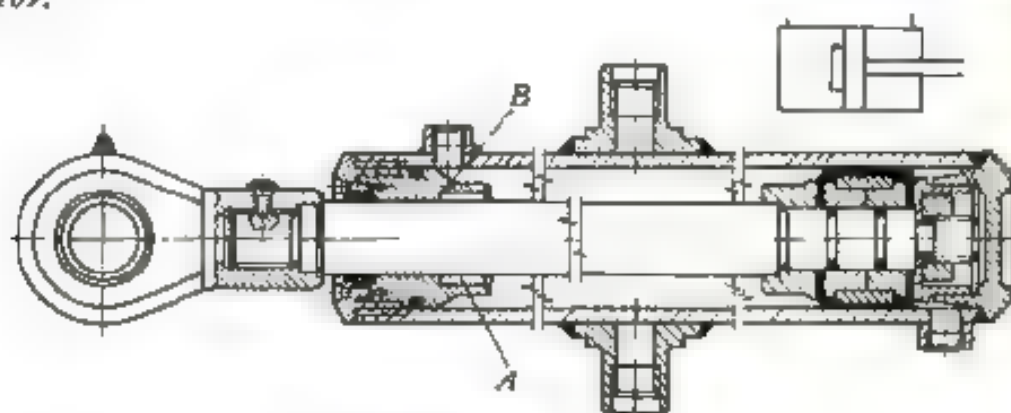
$$F = F_{uz} + F_a + F_T.$$

kde F_{uz} je užitečná složka výsledné vnější síly technologického procesu,

F_a – síla potřebná ke zrychlení,

F_T – síla potřebná pro překonání odporů tření.

Přímochařé hydromotory se vyrábějí pro tlaky do 32 MPa. Pisty a pístní tyče se nejčastěji těsní pomocí manžet nebo kroužků O. Konstrukční provedení je na obr. 109.



Obr. 109. Jednostranný dvojitý přímochařý hydromotor s tlumením
Tlumení nastává v úvratích, kdy pohyb pístu je zpomalen tím, že kapalina uzavřená v prostoru A musí proudit malým otvorem B

Rotační hydromotory

Jejich předností v porovnání s elektromotory je snadno dosažitelná plynulá regulace otáček ve velkém rozsahu, malé rozměry a hmotnost, možnost přetěžování bez nebezpečí poškození motoru a schopnost trvale pracovat v otáčkách blízkých nule.

Jako rotační hydromotory se mohou použít všechny typy dříve uvedených hydrogenerátorů (kromě řadových).

Parametry rotačních hydromotorů jsou v tab. 21

Krouticí moment na hřídeli hydromotoru:

$$M_k = F \cdot R \cdot \eta = \Delta p \cdot S \cdot R \cdot \eta = \frac{\Delta p \cdot V_g}{2\pi} \eta,$$

kde F je obvodová síla,

R — rameno síly,

S — plocha pístu,

V_g — geometrický objem hydromotoru,

Δp — tlakový spád.

Výkon hydromotoru:

$$P = M_k \cdot \omega = \frac{\Delta p \cdot V_g}{2\pi} \cdot 2\pi \cdot n \cdot \eta = \Delta p \cdot V_g \cdot n \cdot \eta = \Delta p \cdot Q \cdot \eta,$$

kde Q je objemový průtok (proud),

$n = Q / V_g$ — otáčky hydromotoru.

Tab. 21. Požadavky na rotační hydromotory a jejich parametry

Druh	Požadavky	Parametry
Zubové	Uložení ozubených kol ve valivých ložiskách. U kluzných ložisek by se vlivem jednostranného zatížení kola nemusí hydromotor roztočit	Nejsou vhodné pro práci při nízkých otáčkách, kdy vykazují velký skluz a malou účinnost. $\eta = 0,6 \text{ až } 0,8$, $n = \text{až } 32 \text{ s}^{-1}$, $p_{\text{max}} = 10 \text{ až } 16 \text{ MPa}$
Lamelové	Lamely musí být přitlačovány k vodní dráze jinou silou než odstředivou a tlakem kapaliny, např. tlačnými, popř. listovými pružinami	Vyznačují se velkým geometrickým objemem. Vhodné pro přenos velkých výkonů při vysokých tlacích. $n = 3,2 \text{ až } 50 \text{ s}^{-1}$, $p_{\text{max}} = 16 \text{ MPa}$, $P_{\text{max}} = 125 \text{ kW}$
Šroubové	Je nutno odlehčat boční šroubová vložení	Jsou charakteristické malými ztrátami a vysokou hermetičností. Vhodné jako průtokoměry. Mají tichý a klidný chod a malé rozměry. $p_{\text{max}} = \text{až } 20 \text{ MPa}$, $n_{\text{max}} = \text{až } 80 \text{ s}^{-1}$
Pístové	Jako hydromotory se dají použít vlechny generátory se šoupátkovým rozvozem kapaliny	Nejlépe vyhovují požadavkům kladeným na hydromotory Mohou pracovat s vysokými tlaky a vysokými otáčkami, zejména axiální pístové hydromotory. Jsou regulovatelné ve velkém rozsahu. Mají i při malých otáčkách malý skluz a vysokou účinnost

Hydromotory s kyvným pohybem

Jsou to hydromotory, jejichž výstupní člen může konat rotační pohyb v rozsahu menším než 360° (kývavý vratný). Od běžných typů hydromotorů se odlišují jednodušší konstrukcí, menšími rozměry a nižší cenou. Jsou vhodné tam, kde se požaduje na výstupu malé pootočení. Vyrobně jsou náročné vzhledem k obtížnému utěsnění, a proto se příliš neuplatňují (obr. 110).

3.3.5 Řídicí prvky a zařízení

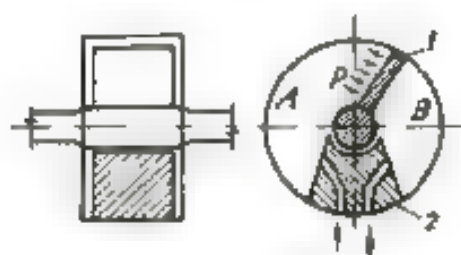
Spolehlivou činnost obvodů hydraulických mechanismů zajišťuje řada prvků, např. ventily, rozváděče a jiná zařízení, která řídí parametry mechanismu. Jsou to prvky.

pro řízení tlaku,

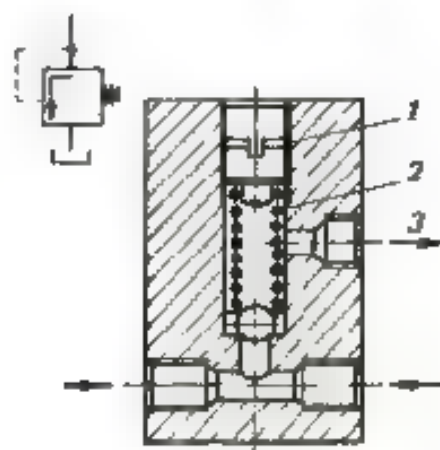
pro řízení průtoku (proudu),

pro brazení průtoku a rozvod tekutiny,

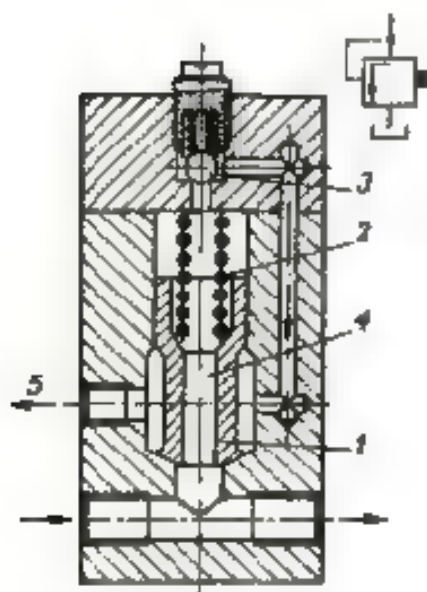
pro automatické řízení pracovního cyklu (viz automatizace).



Obr. 110. Schéma hydromotoru s kyvným pohybem
Kapalina přitéká střídavě do prostoru A nebo B přívody v přepážce 2 a tlačí na lopatku 1 spojenou s výstupním hřídelem. Obtížné utěsnění lopatky a nepříznivé zatížení rotoru



Obr. 111. Kulčkový pojistný ventil jednostranně zatížený kapalinou
Je vhodný pro malé průtoky
Šroubem 1 se mění příslušná síla pružiny 2, a tím i velikost pojistovacího tlaku. 3 – odpad



Obr. 112. Tlakově vyvážený dvoustupňový pojistný ventil
Šoupátko hlavního ventilu 1 je opatřeno kuličkou, kterou přitlačuje hlavní pružina 2 do sedla. Překročí-li tlak nastavenou hodnotu, otevře se řídicí ventil 3 a propustí určitý průtok kapaliny do zpětného vedení. V otvoru šoupátka 4 při průtoku kapaliny poklesne tlak a rozdíl tlaků pod šoupátkem a nad šoupátkem způsobí jeho otevření. 5 – odpad

Prvky pro řízení tlaku tekutiny

Pojistné ventily (obr 111, 112)

Do obvodu hydraulického mechanismu jsou vestavěny jako ochrana proti přetížení, popř. úplnému zablokování. Řídicí částí ventilu bývá kulička, kuželka nebo šoupátko. Ventil je v činnosti jen tehdy, dojde-li k poruše některého z hydraulických prvků, nebo při přetížení hydromotoru. Od pojistného ventilu se tedy vyžaduje dokonalá těsnost při uzavření (nepropustnost), spolehlivost a dostatečná přesnost v omezení tlaku. Tento požadavek nejlépe splňují ventily s kuželkou.

Přepouštěcí ventily

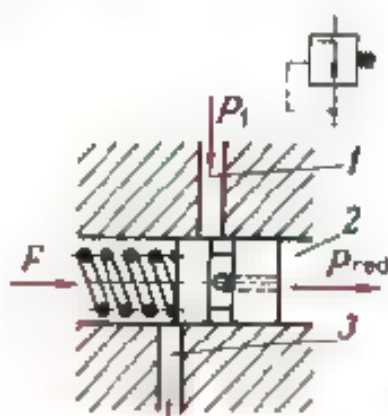
Jsou nastaveny na provozní tlak a v celém obvodu tekutinového mechanismu udržují jeho konstantní výšku. Proto trvale propouštějí jistý průtok zpět do nádrže. Kromě toho jistí též obvod před přetížením. Konstrukčně se podobají pojistným ventilům (často se používají stejné prvky).

Redukční ventily

Slouží v obvodech tekutinových mechanismů k snižování pracovního tlaku. Používají se dva druhy

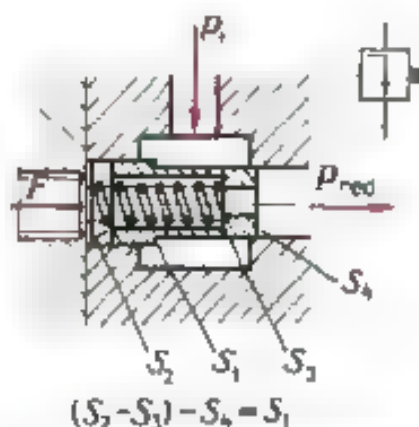
ventily, které udržují konstantní tlak na výstupu nezávisle na vstupním tlaku (obr 113),

ventily, které udržují konstantní rozdíl nebo poměr mezi vstupním a výstupním tlakem (obr. 114).



Obr. 113. Schéma a princip práce redukčního ventilu

V prostoru 2 udržuje tlak p_{red} na konstantní hodnotě, nezávisle na tlaku p v prostoru 1. 3 – odpad



Obr. 114. Schéma a princip práce redukčního ventilu

Udržuje konstantní tlakový rozdíl Δp mezi tlakem vstupním p_1 a redukčním p_{red} .

Z rovnováhy tlaků (sil) plyne:

$$\Delta p = p_1 - p_{red} = F/S_1 = \text{konst.},$$

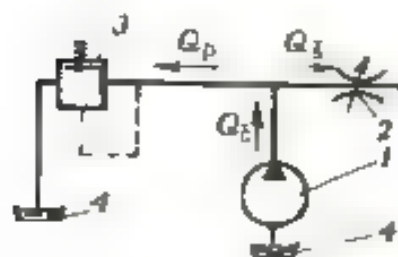
kde F je síla pružiny

Prvky pro řízení průtoku tekutiny

Na průtoku tekutiny k motorům závisí jednak jejich rychlost (hydromotory s přímočarým pohybem), jednak otáčky (rotační hydromotory).

Škrťací ventily

Průtok se řídí změnou průřezu (obr. 115). Každý ventil, u něhož lze měnit hydraulický odpor, může sloužit jako škrťací ventil, ale musí vyhovovat z hlediska citlivosti a spolehlivosti při malých průtokových průřezích.



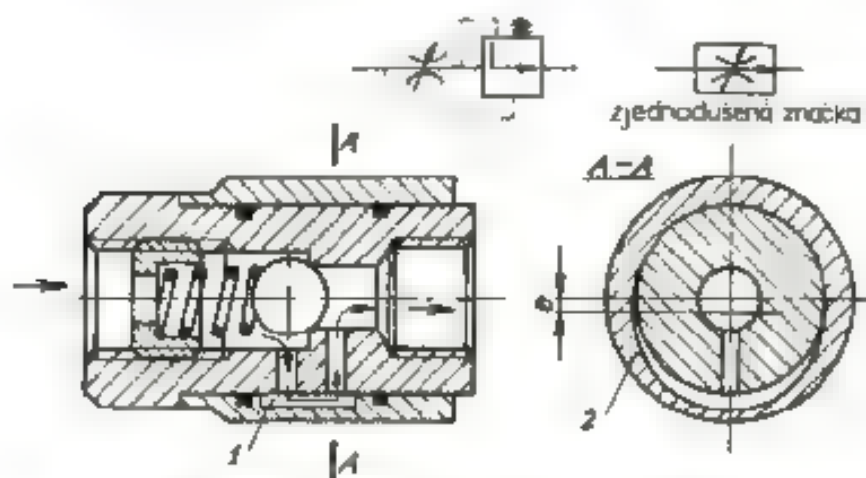
Obr. 115 Schéma regulace průtoku škrťáním

Cerpadlo 1 dodává průtok Q_p . Škrťacím ventilem 2 protече Q_1 a přebytek Q_p odtéká přeplavčím ventilem 3 do nádrže 4



Obr. 116 Škrťací ventil s cónou, působící jako konstantní hydraulický odpor vestavěný přímo do potrubí
1 – potrubí, 2 – hrdlo trubkové přípojky, 3 – cóna, 4 – těsnicí kuželík, 5 – převírací matice

Škrťací ventil může mít konstantní (obr. 116) nebo proměnlivý hydraulický odpor, který lze vytvořit jehlou, šoupátkem, popř. soustavou štěrbín (obr. 117).



Obr. 117 Jednoduchý škrťací ventil se zpětným ventilem

Kapalina proudí škrťacím průřezem 1 vytvořeným výstředně (e) v prstenci 2. Natičením prstence dochází k regulaci průtoku

Brzdící ventily

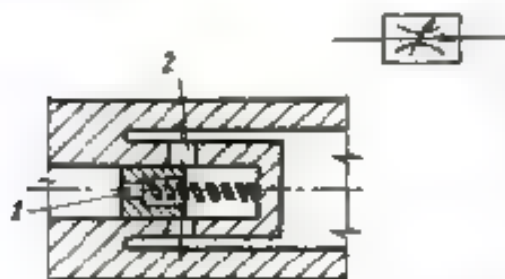
Slouží k regulaci průtoku tekutiny odtékající z hydraulického válce v jeho úvratích. Jsou to v podstatě škrťací ventily s přímočarým pohybem šoupátka.

Regulátory průtoku

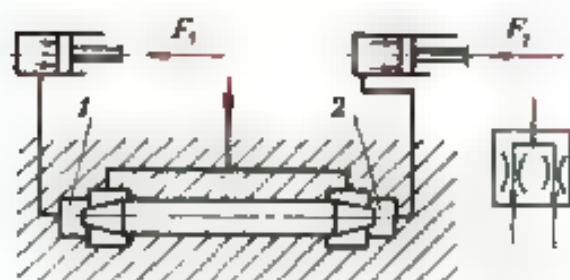
Používají se při značném kolísání tlaku nebo průtoku tekutiny k zajištění konstantní rychlosti nebo otáček hydromotoru (obr. 118).

Děliče průtoku

V některých tekutinových mechanismech jsou na jeden generátor připojeny dva nebo i více hydromotorů, u nichž se často požaduje synchronizace pohybu nezávisle na jejich zatížení (obr. 119).



Obr. 118. Regulátor průtoku
Vzroste-li průtok kapaliny proti
jmenovité hodnotě, zvětší se tím
tlakový spád mezi vstupem 1
a výstupem 2. Šoupátko se posune
proti tlaku pružiny a částečně
zastřeší průtok ve výstupu 2.



Obr. 119. Činnost děliče průtoku

Je-li $F_1 = F_2$, pak také tlaky na čele pístů v prostoru 1 a 2 jsou stejné a šoupátko v děliči se ustaví do rovnovážné polohy. Je-li $F_1 \neq F_2$, vznikne i rozdíl tlaku v prostoru 1 a 2 a šoupátko se přesune ve směru výstupní síly, čímž na jedné straně zvětší průtokový průřez a do většího zatížení (tlaku) bude přicházet i větší průtok, takže se rychlosti pístů vyrovnají.

Prvky pro brzení průtoku a rozvod tekutiny — rozváděče

Tlaková tekutina se rozvádí nejčastěji šoupátkovými nebo také ventilovými rozváděči, popř. zpětnými ventily.

Šoupátkové rozváděče

Mohou být s přímočarým, rotačním nebo kombinovaným pohybem šoupátka. Rozváděč lze nastavit do několika poloh — jsou dvoupolohové, třípolohové i více-polohové, podle počtu přívodů jsou rozváděče dvoucestné, trojcestné, čtyřcestné i vícecestné. Ovládání rozváděčů může být mechanické, elektrické, pneumatické, hydraulické popř. kombinované.

Přímocaré šoupátkové rozváděče se vyrábějí pro jmenovité světlosti $d_j = 4$ až 160 mm a jmenovité tlaky $p_j = 2,5$ až 32 MPa, špičkové až 40 MPa, převážně s valcovým šoupátkem. Při jejich konstrukci se vychází z požadavku minimální rychlosti proudu tekutiny, což je v rozporu s velikostí, hmotností a cenou (obr. 120).

Tab. 22 Konstrukce soupátek, jejich činnost a propojení

Rozvržba	Soupátka	Činnost	Propojení	Schéma
1 1		Poloha 1 - PM spojeno 2 - PM uzavřeno		
1 2		Poloha 1 - PM spojeno, N uzavřeno 2 - MN spojeno, P uzavřeno		
4 2		Poloha 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	80 81 92 93	
4 3		Poloha 0 - všechno uzavřeno 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	10 11	
4 3		Poloha 0 - PN spojeno; M, M, uzavřeno 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	20 21	
4 3		Poloha 0 - M, M spojeno s N, P uzavřeno 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	50 51	
4 3		Poloha 0 - M, M spojeno s P, N uzavřeno 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	40 41	
4 3		Poloha 0 - PM spojeno s M, N 1 - PM spojeno; M, N spojeno 2 - PM spojeno; M, N spojeno	30 31	

Vysvětlivky

n, 1, 2 označení portů (podle ČSN 01 3722)

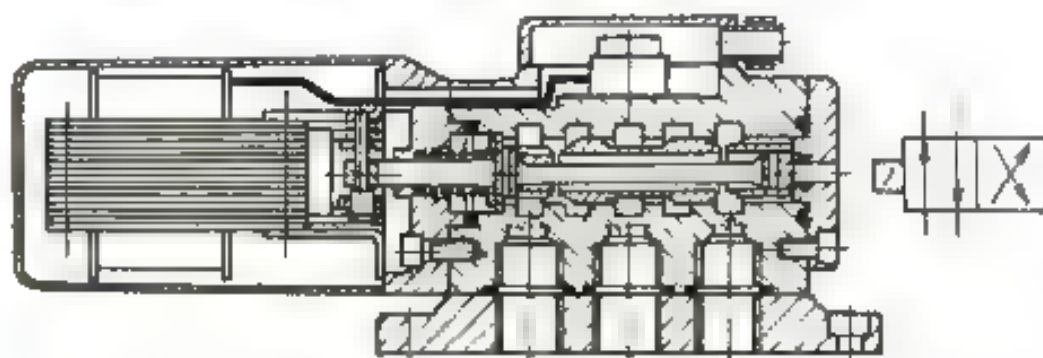
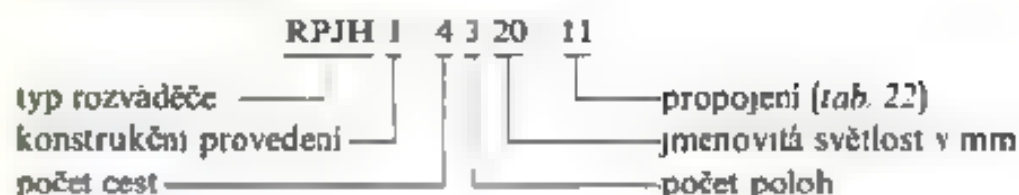
P - přívod od čerpadla

N - odpad do nádrže

M₁ - přívod nebo odpad z jedné strany hydromotoru

M₂ - přívod nebo odpad z druhé strany hydromotoru

Příklad typového označení rozváděče.



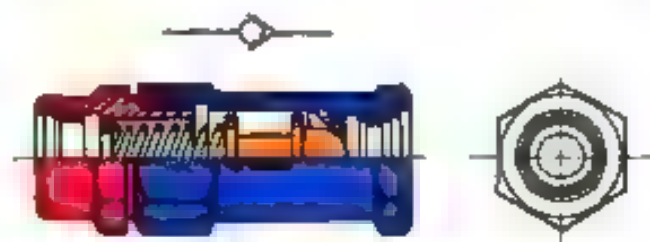
Obr. 120 Řez dvoupolohovým elektromagnetickým šoupátkovým rozváděčem RSPe 42

Funkce nejčastějších druhů rozváděčů je v tab. 22

Pro ovládání více hydromotorů z jednoho místa se používají často *skupinové rozváděče*. Jsou sestaveny z několika samostatně pracujících jednotek, navzájem paralelně propojených. Ke každé sestavě rozváděčích jednotek náleží pojistný ventil a závěrné těleso.

Ventilové rozváděče

Skládají se z několika řízených jednosměrných ventilů. Velmi dobře těsní. Používají se u mechanismů s vysokými tlaky a velkým průtokem. Jsou složitější a větší než šoupátkové rozváděče. Pro podřadnější účely (menší tlaky a průtoky) může být ventilový rozváděč složen z kuličkových zpětných ventilů.



Obr. 121 Zpětný ventil vhodný pro montáž do potrubí

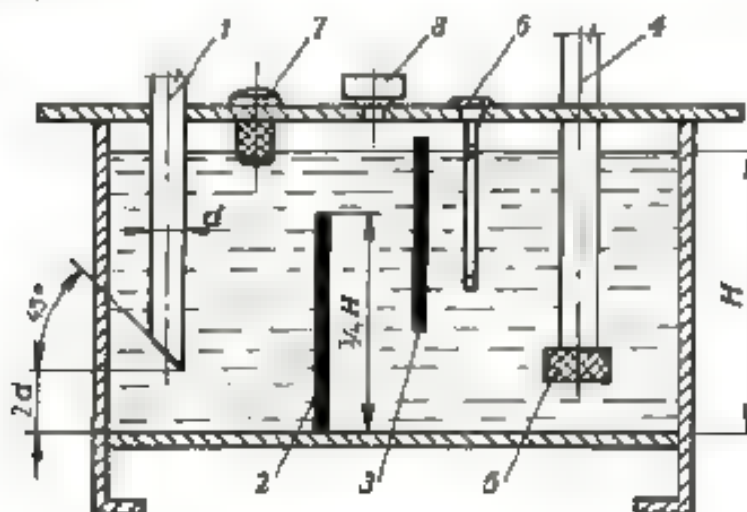
Zpětné (jednosměrné) ventily

Propouštějí tekutinu jen v jednom směru; v opačném směru jsou uzavřeny. Provádějí se jako kuličkové (obr. 121), talířové, s kuželkou a šoupátkové.

3.3.6 Pomocná zařízení a příslušenství

Nádrže na kapalinu (obr. 122)

Představují zásobník kapaliny, která je pod atmosférickým tlakem. Nádrže slouží k ochlazování, popř. ohřívání kapaliny, k odplyňování kapaliny, k usazování nečistot a popř. také k umístění dalších hydraulických prvků, jako generátorů, ventilů apod.



Obr. 122 Nejčastější uspořádání nádrže tlakové kapaliny

1 – přívodní trubka, 2, 3 – přepážky, 4 – trubka sacího potrubí, 5 – čistič (sací koš),
6 – olejovzdušník, 7 – nalévací otvor se sítkem, 8 – čistič vzduchu

Nádrže jsou nejčastěji zhotoveny z plechu svařováním. Jsou zakryté těsným víkem. Vzduch v nádrži je spojen s vnější atmosférou tzv. „dýchacím“ otvorem, který musí být opatřen čističem vzduchu. Každá nádrž musí mít olejovzdušník nebo měrku. Plní se nalévacím otvorem se sítkem, vypouštějí se vypouštěcími otvory v nejnižší části. Uzavřeny jsou zátkami, které bývají opatřeny magnety k zachycování kovových nečistot.

Čističe

Správnou a spolehlivou funkci hydraulického mechanismu je třeba zajistit dokonalým čištěním kapaliny, a to nejen před plněním do nádrže a při něm, ale po celou dobu provozu mezi výměnou náplně.

Nečistoty se zachycují různými čističi, nejčastěji průtokovými, a to buď prostupnou stěnou tvořenou sítí, porovitou látkou či štěrbinou, nebo jsou odlučovány působením vedlejších sil (tab. 23).

Akumulátory

Jsou to zásobníky tekutiny pod tlakem vyšším než atmosférickým. Slouží k akumulaci (shromažďování) tlakové energie a vyrovnávají rozdíly mezi okamžitou spotřebou a dodávkou. Dale mohou udržovat předepsaný tlak v obvodu, mohou

Tab. 23. Čističe hydraulických kapalin

Druh		Schéma s vyznačením průchodu	Popis a parametry
Štěrbinové	lamelové		Je tvořen lamelami naskládanými na bledě, mezi které se vkládají distanční plochy tloušťky 80 až 200 μm, vytvářejí mezi lamelami mezeru, která nepropouští větší nečistoty
	s drátem		Na hvězdicové nosné část je navinut ve šroubovici drát. Mezery mezi dráty vytvářejí štěrby 100 až 80 μm, které obdobně jako u předchozího čističe nepropustí větší nečistoty
Prulinné	s plstěnou nebo papírovou vložkou		Olej se protlačuje přes plstěné kotouče navlečené na děrované trubce. Plstěné čističe zachycují nečistoty velikosti 30 až 10 μm. Častěji se dnes používají čističe s papírovou vložkou podobné konstrukce, které zachycují nečistoty 16 až 10 μm, ve speciálním provedení až 5 μm
	ze spekaných kovů		Olej je protlačován póry spekaného kovu. Používají se pro nejjemnější filtrace. Jsou schopny zachytit nečistoty 5 až 3 μm

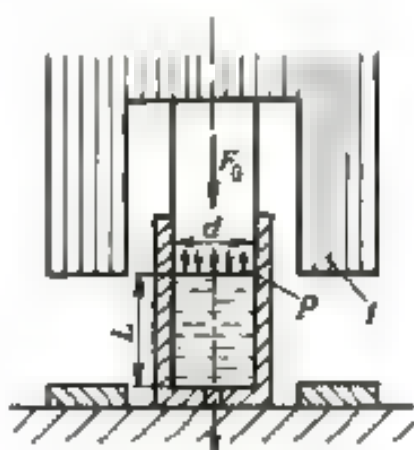
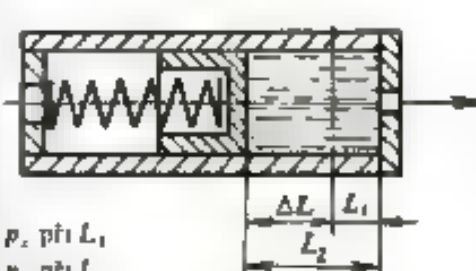
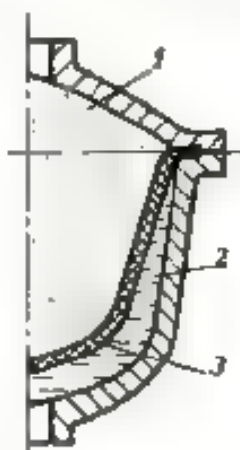
sloužit jako rezerva při vysazení generátoru, ale též jako generátor při krátkodobých cyklech opakujících se v delších časových intervalech (tab. 24).

Multiplikátory

Multiplikátor je hydraulické zařízení určené ke změně parametrů tlakové energie při stálém výkonu. Předává se v něm tlaková energie původní (vstupní) tekutiny tekutině nové (výstupní). Pomineme-li účinnost, platí vztahy (obr. 123):

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2.$$

Tab. 24 Hydraulické akumulátory

Druh	Schéma	Funkce, princip a použití
Závažový		<p>Dříve velmi rozšířený.</p> <p>Tlak v kapalině se dosahuje tíhou závaží F_0.</p> $p = \frac{F_0}{S} = \frac{4F_0}{\pi d^2}$ <p>kde F_0 je tíha závaží, d – průměr plunžru.</p> <p>Zdvih $L \approx 10$ až $15d$, účinnost $\eta = 0,7$ až $0,86$, rychlost $v_{max} \approx 0,3$ až $0,5 \text{ m s}^{-1}$, Výhodou je konstantní tlak. V poslední době se nepoužívají pro velkou rozměrnost</p>
Pružinový	 <p>p_2 při L_1 p_1 při L_2</p>	<p>Tlaku v akumulátoru se dosahuje působením pružiny na píst, a proto i tlak je funkcí průběhu síly vyvozené pružinou.</p> <p>Volíme rozdíl</p> $p_2 - p_1 = \Delta p \approx (0,1 \text{ až } 0,4) p_2$ <p>Používají se pro malá množství a mohou pracovat v libovolné poloze</p>
Plynový		<p>Jsou analogické pružinovým akumulátorům – pružinu nahrazuje stlačený plyn 1, oddělený od kapaliny 2 pryžovým vakem 3.</p> <p>Změna tlaku a objemu plynu odpovídá změně tlaku a objemu kapaliny</p>

vstupní zesílení:
$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{S_1 \cdot L}{S_2 \cdot L} = \frac{Q_1}{Q_2}$$

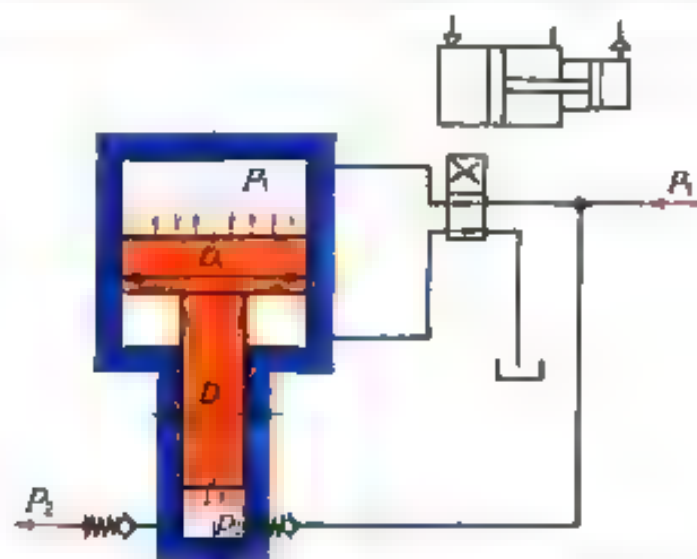
kde $V_{1,2}$ jsou geometrické objemy,

$S_{1,2}$ – pracovní plochy pístů,

L – pracovní zdvih členu multiplikátoru,

$Q_{1,2}$ – průtoky.

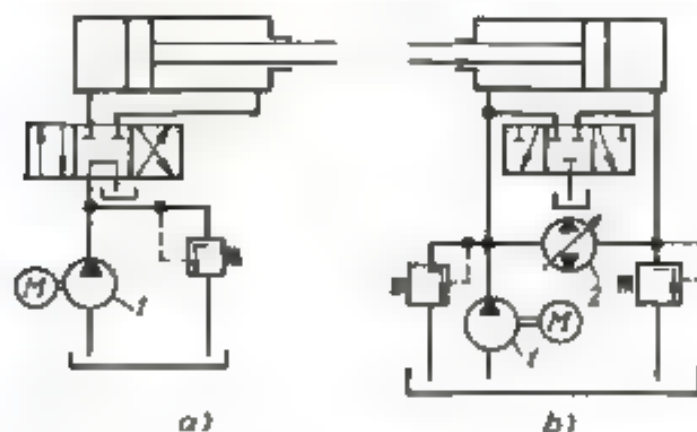
Multiplikátory rozdělujeme na
přímočaré (mohou být jednočinné nebo dvojitěnné),
rotuční (složené z hydromotoru a generátoru s pevně spojenými hřídeli).



Obr. 123. Schéma zapojení a princip práce multiplikátoru
 P_1 – vstupní tlak, P_2 – výstupní tlak, D , D_2 – průměry pístů

3.3.7 Obvody hydrostatických mechanismů

Všeobecně se dělí na *otevřené* a *uzavřené* (obr. 124). Otevřený hydraulický obvod je takový, ve kterém se kapalina vrací po každém cyklu z motoru zpět do nádrže. V uzavřeném obvodu kapalina obíhá v uzavřeném okruhu, aniž se vrací do nádrže.



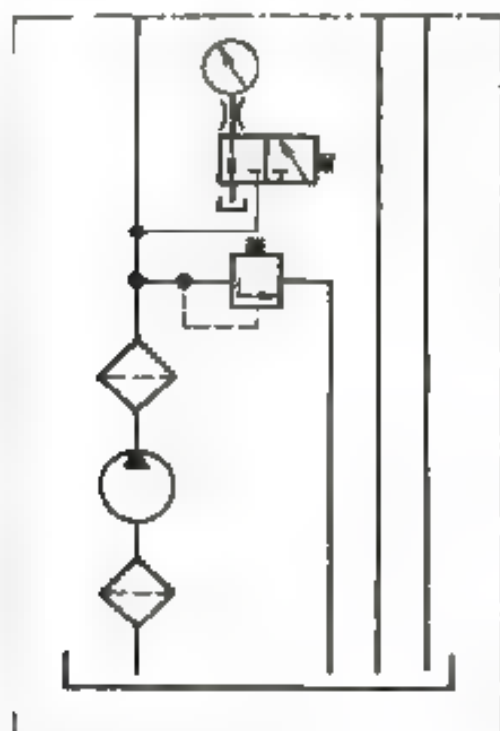
Obr. 124. Schéma a) otevřeného, b) uzavřeného obvodu hydrostatického mechanismu s přímočarým hydromotorem
 1 – generátor s konstantním průtokem, 2 – reverzační generátor s proměnlivým průtokem

Hydraulické agregáty

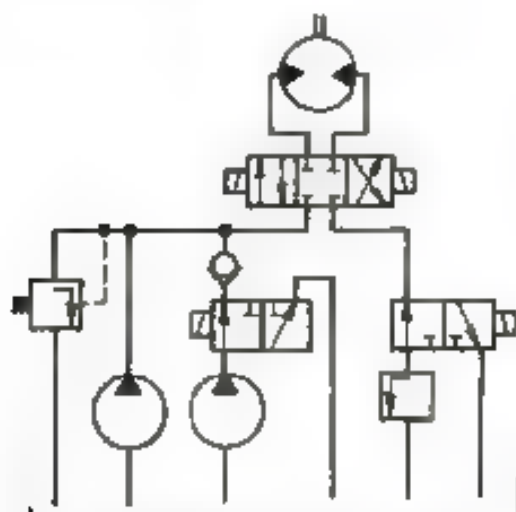
jsou kompletní nízkotlaké zdroje tlakového oleje a soustřeďují v kompaktní celek nádrž, sací koš, čerpadlo s elektromotorem, přepouštěcí a uzavírací ventily, manometr, tlakový čistič a příslušné vývody (obr. 125).

Použití hydrostatických obvodů

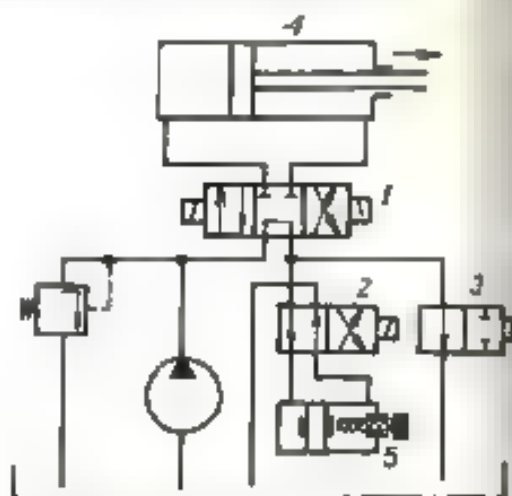
Hydrostatické obvody se s úspěchem stále více používají k usnadnění lidské práce, např. při upínání součástí ve svěrácích a přípravcích, ke zvyšování produktivity práce automatizací výrobních pochodů, jako např. automatizací dělicích přístrojů,



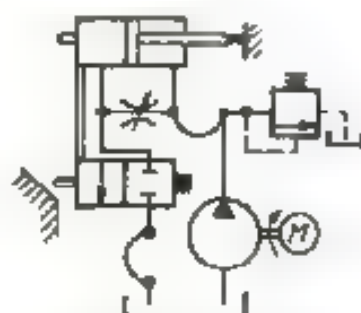
Obr. 125. Funkční schéma hydraulického agregátu PA 2-40-1.2



Obr. 126. Hydraulický obvod s jedním pracovním posuvem a rychloposuvem. Umožňuje jeden regulovatelný pracovní posuv a jeden rychloposuv oběma směry. Při rychloposuvu využíváme množství oleje dodávané oběma čerpadly



Obr. 127. Hydraulický obvod pro přerušovaný pohyb. Přerušovaný pohyb je zajištěn odměrným válcem 5 a řídí se zdvihem pístu nastavitelným stavěcím šroubem. Přestavováním šoupátka rozváděče 2 se řídí vyprazdňování pracovního válce 4, a tím přerušovaný posuv směrem vpravo. Přestavováním šoupátka rozváděče 3 se mění plynulý posuv pístu válce 4 v přerušovaný



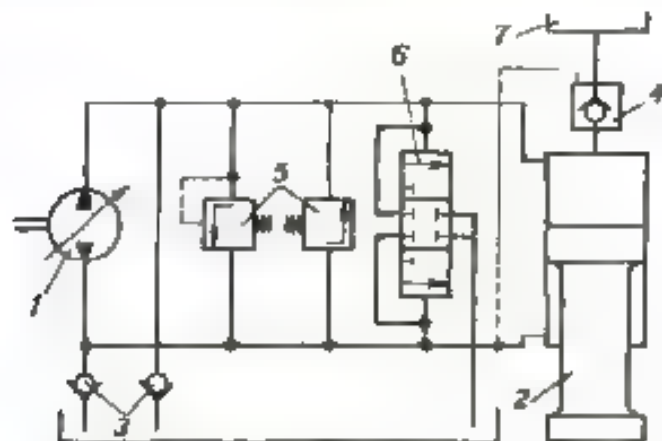
Obr. 128. Schéma jednohranového hydraulického kopírovacího systému (podle počtu pracovních hran řídicího šoupátka). Generátor dopravuje kapalinu do prostoru válce a mění plochou pístu, část protéká škrticím ventilem na druhou stranu pístu. Při najetí dotyku na šablonu propojí šoupátko průtok do odpadu, a to tak dlouho, až se vytvoří rovnováha v systému

posuvů obráběcích strojů, k pohonu hydraulických lisů apod. V poslední době začíná hydrostatický převod nahrazovat mechanický i u pohonu motorových vozidel.

Dostí častým úkolem při modernizaci strojů je sestavit obvod, který by umožňoval plynule řízený pomalý pohyb (pracovní) a rychlý pohyb (*rychloposuv*) (obr. 126). Na obrázku 127 je schéma obvodu s hydromotorem pro *přerušovaný posuv*. Použije se např. pro přísuv kotouče nebo drážkovací frézy v úvrati a v jiných případech.

Kopírování je důležité pro zvyšování přesnosti výroby a produktivity práce. I zde se s výhodou používá hydraulických obvodů (obr. 128).

Hydraulické lisy představují nejstarší průmyslové použití hydrostatických obvodů, u nichž lze dosáhnout velkých sil pístem ve válci tlakem kapaliny (obr. 129).



Obr. 129 Schéma hydraulického lisu s uzavřeným oběhem a s dodávkou tlakové kapaliny obousměrným generátorem

Rozváděč zde má funkci dekompresního ventilu, který spojuje část hlavního potrubí, nenacházející se právě pod tlakem, s nádrží

1 – obousměrný regulační hydrogenerátor, 2 – hydraulický lis, 3 – napájecí ventily,
4 – pístní ventil, 5 – tlakové ventily, 6 – dekompresní ventil, 7 – nádrž

U *hydrostatických převodů* se změny kroutícího momentu a otáček mezi generátorem a motorem dosahuje podobně jako u mechanických převodů. Hydrostatické převody našly velké použití ve stavbě vozidel a zemních strojů, při pohonu vrátků, zdvihačů a obráběcích strojů. Hydrostatický převod pracuje podobně jako elektrický transformátor. Skládá se z *primární části* (generátor připojený k pohonu a blok ventilů) a z *sekundární části* (hydromotor spojený s břemenem). Obvykle pracuje primární část jako čerpadlo, sekundární jako motor; při brzdění se jejich funkce vymění (obr. 130).

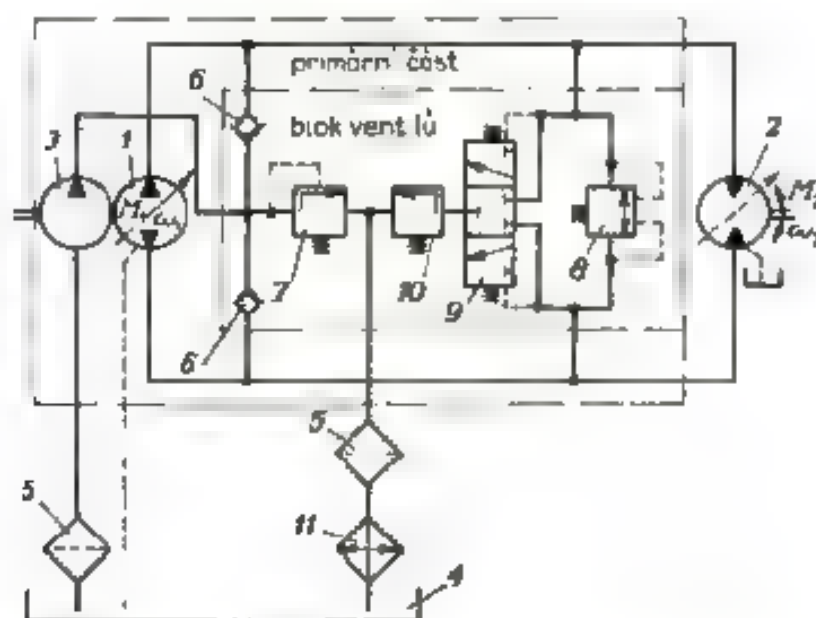
Funkce hydrostatického převodu s regulovatelným hydromotorem je kvantitativně vyjádřena rovnicemi stálosti průtoku a hydrostatického tlaku v mechanismu (beze ztrát):

$$Q = \alpha_1 \omega_1 V_{g1} = \alpha_2 \omega_2 V_{g2}, \Rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\alpha_2 V_{g2}}{\alpha_1 V_{g1}} = i,$$

$$p = \frac{M_1}{\alpha_1 V_{g1}} = \frac{M_2}{\alpha_2 V_{g2}}, \Rightarrow \frac{M_2}{M_1} = \frac{\alpha_2 V_{g2}}{\alpha_1 V_{g1}} = i,$$

kde M_1, M_2 je krouticí moment primární, popř. sekundární části,
 ω_1, ω_2 úhlová rychlost primární, popř. sekundární části,
 α_1, α_2 – stupeň regulace geometrického objemu generátoru, popř. motoru –
 $\alpha = \langle 1, -1 \rangle$,
 V_{g1}, V_{g2} – geometrický objem generátoru, popř. motoru,
 i – převodové číslo.

Pro $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ je převodové číslo $i = V_{g2}/V_{g1}$.



Obr. 110 Schéma hydrostatického převodu s uzavřeným oběhem

Obousměrný hydrogenerátor s regulovatelným průtokem 1, v primární části je spojen dvěma větvemi hlavního vedení s obousměrným hydromotorem s event. regulovatelným průtokem 2. Na vstupu primární části je též pomocný (napájecí) generátor 3, který dopravuje kapalinu z nádrže 4 přes čistič 5 k napájecím ventilům 6 do obou hlavních vedení. Pojistný ventil 7 zabráňuje zvýšení napájecího tlaku, který bývá 0,3 až 0,5 MPa a průtok napájecího čerpadla bývá zpravidla o 10 až 15 % vyšší než maximální průtok v primární části. Tlakový ventil 8 udržuje v hlavním vedení tlak 25 až 35 MPa. Při překročení tohoto tlaku nepropouští se olej do nádrže, nýbrž do opačné větve hlavního vedení. Rozvaděč 9 pracuje jako vyplachovací ventil, podobně jako dekomprezní ventil u hydraulických lisů. Otevírá vždy výtok z té větve hlavního potrubí, ve které je nižší tlak, prudkému poklesu zabráňuje malý tlakový ventil 10. Olej z vyplachovacího ventilu se vrací přes čistič 5 a chladič 11 do nádrže, což je účel vyplachování.

Navrhování obvodů hydrostatických mechanismů

Nejprve se nakreslí funkční schéma a provedou základní výpočty. Při výpočtu se vychází od výstupního členu, navrhne se hydromotor a postupuje se zpět až ke generátoru, který musí být dimenzován tak, aby vyvoďl dostatečný tlak k překonání užitečné zátěže a všech ostatních pasivních odporů.

Pak se provede výběr typizovaných prvků podle katalogů, norem a prospektů (ST1) tak, aby při dobré účinnosti nejlépe splňovaly požadované funkce. Nakreslí se montážní výkresy, provede se kontrolní výpočet a konečná úprava.



Obr. 131. Schéma jednoduchého hydraulického obvodu pro zvedání břemene a jeho regulovatelné spuštění

Příklad návrhu a výpočtu jednoduchého hydraulického obvodu (obr. 131). Navrhněte velikost a typy jednotlivých prvků obvodu hydraulického mechanismu pro zvedání břemene o hmotnosti $m = 1\,200\text{ kg}$ maximální rychlosti $v_1 = 200\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Rychlost klesání břemene v_2 má být regulovatelná v mezích 2 až $80\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$.

Řešení Zvolíme hydraulický válec 63 \times 400 JHVJ 63 (ST1) a vypočteme pracovní tlak p z poměru tíhy F_G a plochy pístu $S = 3,12 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2$.

$$p = \frac{F_G}{S} = \frac{m \cdot g}{S} = \frac{1\,200\text{ kg} \cdot 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}}{3,12 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2} = 3,8 \cdot 10^6\text{ Pa} = 3,8\text{ MPa}.$$

Pro tento pracovní tlak můžeme použít zubový generátor typu JHZJ s jmenovitým tlakem 5 MPa. Průtok generátoru se vypočítá z plochy pístu S a rychlosti zvedání v_1 :

$$Q = S \cdot v_1 = 3,12 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2 \cdot 0,2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 0,624 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 37,44\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Ve ST1 vyhledáme zubový generátor dodávající nejbližší vyšší množství. Tím je generátor JHZJ 40 o světlosti výtláčného potrubí Js15. Podle jmenovité světlosti volíme dále ze ST1 rozváděč RSPř 4315, zpětný ventil JHDZs 15 a přepouštěcí ventil VPI – 15. Zbývá určit velikost a typ regulačního ventilu, který navrhne podle potřebného minimálního a maximálního průtoku. Platí:

$$Q_{\min} = S \cdot v_{2\min} = 3,12 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}\text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 6,24 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,374\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_{\max} = S \cdot v_{2\max} = 3,12 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2 \cdot 80 \cdot 10^{-3}\text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 249,6 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 151\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Podle STI volíme škrticí ventil VS1 – 10 o jmenovitém průtoku $266,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 161 \text{ min}^{-1}$.

Výkon elektromotoru k pohonu zubového generátoru vypočteme pro maximální průtok $Q = 624 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, tlak 3,8 MPa a předpokládanou celkovou účinnost $\eta = 0,75$ ze vztahu:

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = \frac{624 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 3,8 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{0,75} = 3160 \text{ W} = 3,2 \text{ kW}.$$

3.3.8 Obsluha a údržba hydraulických zařízení

Je nutno.

denně zkontrolovat výšku hladiny v nádrži, tlak, teplotu kapaliny po 30 minutách provozu,

2. týdně prohlédnout těsnost spojů,
3. čtvrtletně vyměnit vložky čističů,
4. každoročně vyměnit kapalinu včetně vyčištění nádrže a sacího čističe.

Nejčastější místa poruch bývají řídicí prvky a vedení, méně generátory, hydro-motory a spotřebiče. Příčina jejich poruch bývá zejména znečištění kapaliny, opotřebení, a často i přetěžování.

3.4 Pneumatické mechanismy

Stlačený vzduch se dnes používá v mnoha oblastech našeho národního hospodářství. Slouží k usnadnění a zrychlení práce a zvýšení její bezpečnosti. Velkou oblast tvoří využití stlačeného vzduchu pro účely mechanizace a automatizace, kde slouží k vykonávání podavacích, pracovních a pomocných pohybů.

3.4.1 Stlačený vzduch

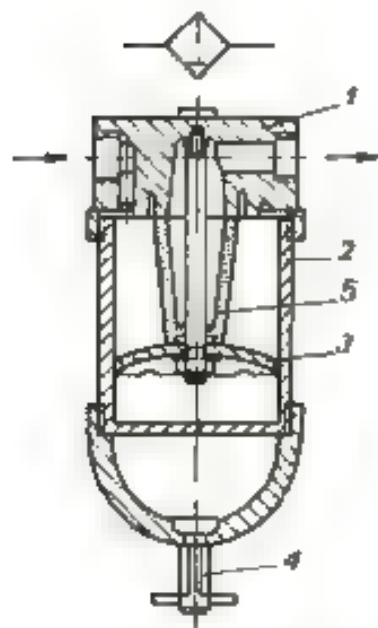
U pneumatických mechanismů je nositelem energie stlačený vzduch. Hospodárná je centrální výroba a rozvod stlačeného vzduchu.

- Volba kompresoru se řídí zejména podle spotřeby vzduchu. Používají se
- rychloběžné pístové kompresory do $630 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,
 - pomaloběžné pístové kompresory od 630 do $25\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,
 - lamelové kompresory od 950 do $6\,300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,
 - radiální odstředivé kompresory od 6 300 do $100\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Pro malá pneumatická zařízení se používá pojízdný agregát, obsahující pístový kompresor s elektromotorem, vzdušníkem a automatickou regulací.

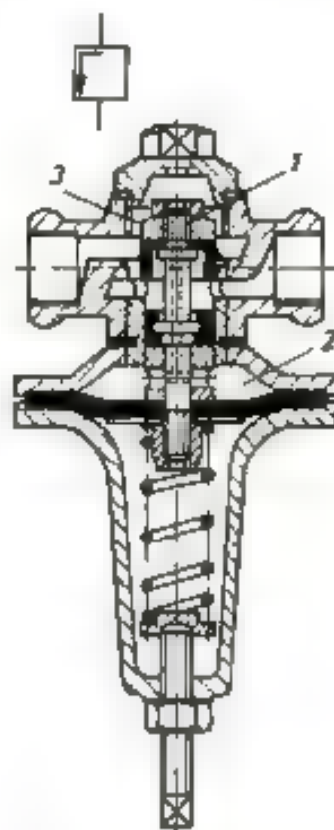
Kompresory vytlačují vzduch do *vzdušníku*, který vyrovnává pulsující proud vzduchu a kryje špičkovou spotřebu zařízení. Objem vzdušníku je 20 až 50násobek zdvihového objemu kompresoru. Množství vzduchu dodávané kompresorem se

přizpůsobuje odběru vzduchu a tlak v síti je udržován co možná konstantní. Rychlost proudění vzduchu v potrubí bývá 10 až 15 m s⁻¹. Připojky spotřebičů vedou od hlavního potrubí vždy vzhůru a jsou opatřeny uzavíracími kohouty. V nejnižších místech potrubí jsou odlučovače vody. Tlakovzdušný rozvod je nutno za 1 až 2 roky přezkoušet na těsnost a tlakovou ztrátu.



Obr. 132. Čistič tlakového vzduchu a odlučovač vody

Vzduch je ve vstupu 1 usměrněn tak, aby rotoval v nádrži čističe 2. Zkondenzované kapky vody jsou odsíťedivostí silou vrhány na stěny nádoby a stékají na dno 3. Vložka čističe ze spekaného bronzového prášku 5 zadrží nečistoty > 35 μm. Čistič se čistí vypráním vložky v petroleji a profouknutím stlačeným vzduchem v opačném směru.



Obr. 133. Regulační ventil

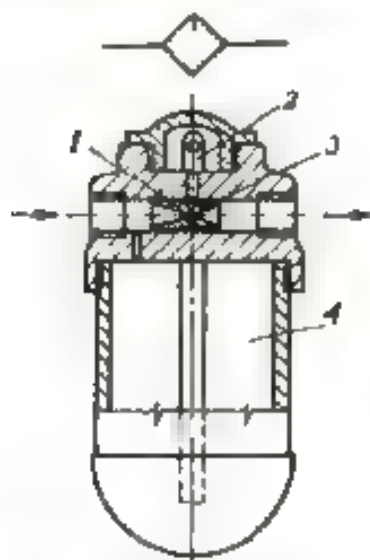
Udržuje tlak p_2 na konstantní výši nezávisle na výkyvech tlaku p_1 v síti a na zatížení spotřebiči. Tlak p_1 působí otvorem ve ventilové tyčce 1 na membránu 2 proti síle pružiny a reguluje škrťací mezeru 3, čímž se mění pokles tlaku ve škrťací mezeře a průtok ke spotřebiči.

Úprava stlačeného vzduchu Bezprostředně před spotřebičem je další odvodnění, čištění a smíšení tlakového vzduchu s olejovou mlhou pro mazání pneumatických přístrojů. Speciální práce, jako stříkání barvy nebo tryskání pískem, vyžadují dokonale suchý a olejem neznečištěný vzduch. Ten se ze stlačeného vzduchu odstraňuje adsorpčním filtrem.

Čistič tlakového vzduchu a odlučovač vody jsou na obr. 132, redukční ventil na obr. 133 a maznice na olejovou mlhu na obr. 134.

3.4.2 Princip a použití

K stlačení vzduchu je třeba dodat energii, kterou si vzduch ponechává a pak v různých pneumatických zařízeních, např. v pracovních válcích, pneumatických motorech aj., ji mění na mechanickou práci.



Obr. 134. Maznice na olejovou mlhu
Olej je nasáván poklesem tlaku při průtoku dýzou 1 z nádrže 4 potrubím 2 do prstencového prostoru 3 za dýzou a odtud strhován vzduchem a rozprašován. Množství rozprašeného oleje se nastaví škrtkem orgánem v potrubí 2

Výhody pneumatických mechanismů

1. jednoduchost konstrukce a údržby,
2. možnost přetlaku a práce v libovolné poloze,
3. malá hmotnost,
4. bezpečnost provozu (nejiskří) a spolehlivost ve vlhkých a prašných prostředích,
5. plynulá regulace rychlosti a plynulý růst sil

Nevýhodou jsou především vysoké náklady na energii spotřebovanou k stlačení vzduchu.

Stlačený vzduch se používá u řady mechanizačních prostředků, jako jsou pneumatická kladiva, vrtačky, brusky, vzduchové brzdy atd.

3.4.3 Prvky pneumatických mechanismů

Tlakový vzduch z ústředního rozvodu se vede přes úpravárenská zařízení (kap. 3.4.1) a řídicí prvky do *pneumatických motorů*, které mohou být.

pístové (dnes málo používané) – princip obdobný jako u parních strojů (obr. 135),
lamelové (obr. 136),

zubové – v principu shodné s hydromotory.

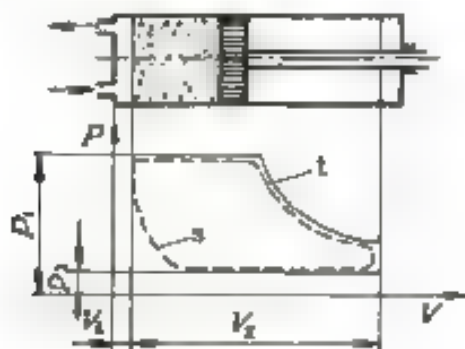
Úderné pneumatické stroje, u nichž volný píst koná kmitavý pohyb, jsou:

nárazové – píst je pevně spojen s pracovním nástrojem,

přiklepné – píst přiklepává v dolní úvratí na stopku pracovního nástroje (obr. 137).

K automatizaci a mechanizaci jednoduchých zdvihových pohybů a částečně také k pohonu jednoúčelových, poměrně složitých strojů se používají pneumatické válce, jak pístové (obr. 138), tak i membránové.

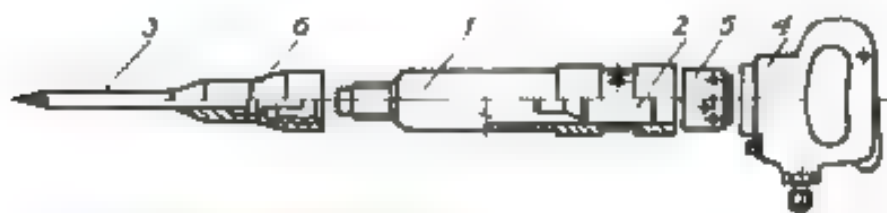
Rozdíly proti hydrostatickým mechanismům se projevují v důsledku stlačitelnosti a menší viskozity vzduchu. Proto nemají vzduchové motory rovnoměrný pohyb, mají sklon ke kmitání a nižší provozní tlak dovozuje jen malé tlaky na píst. Přetlak v zařízení bývá obvykle od 0,2 do 1 MPa, rychlost ve vzduchovém válci až $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. 135 Schéma práce pístového motoru v diagramu $p-V$
1 – teoretický oběh, 2 – skutečný oběh,
 V_2 zdvihový objem, V_1 škodlivý prostor, p_1 – pístní tlak, p_2 – tlak vzduchu ve výfuku



Obr. 136 Schéma a princip práce lamelového motoru se stejným výkonem a otáčením v obou směrech. Používá se u pneumatických utahováků apod.



Obr. 137 Sbíjecí pneumatické kladivo
V ocelovém válci 1 se pohybuje volný píst 2, který v dolní úvratí přiklopává na stopku pracovního nástroje 3. Sáláčený vzduch se přivádí rukojetí 4 do rozváděcího zařízení 5. Obložka 6 slouží k přidržení pracovního nástroje



Obr. 138 Pneumatický válec těsněný manžetami

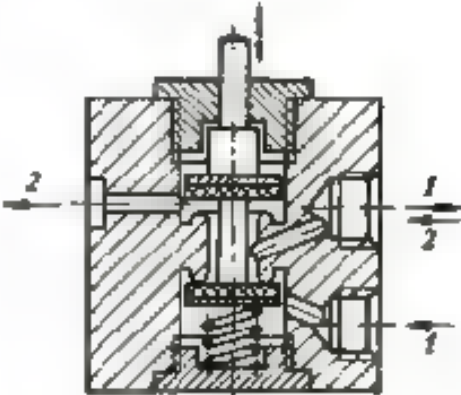
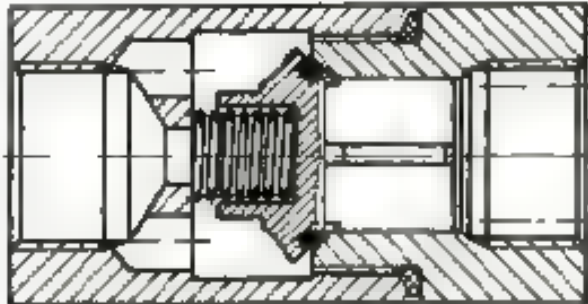
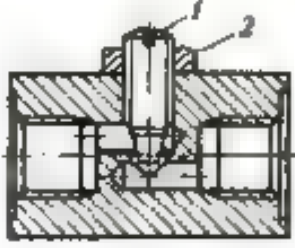
Kromě ocelových trubek a šroubení s těsnicím kroužkem jsou pro pneumatické mechanismy zvlášť vhodné plastové trubky a hadice z PVC a PE pro jejich malou drsnost stěn. Tlakový vzduch vystupující do atmosféry je veden přes tlumiče hluku, což jsou v podstatě porézní tělesa (např. ocelová vlna, keramika nebo pórovité pěněné plasty).

Ventily

U pneumatických mechanismů se používá pojem „rozvodný ventil“, pod kterým se rozumí všechny rozvodné orgány, ať už jsou to uzavírací ventily, nebo jiné rozvodné orgány.

Ventily mohou být ovládány mechanicky, elektromagneticky nebo pneumaticky a to buď přímo, nebo nepřímo pomocným obvodem. Většinou se každý typ dodává pro různé způsoby upevnění a v poslední době se uplatňují tzv. *blokové konstrukce*, které dovolují uspořádat libovolný počet ventilů bez delších potrubí k jejich propojení.

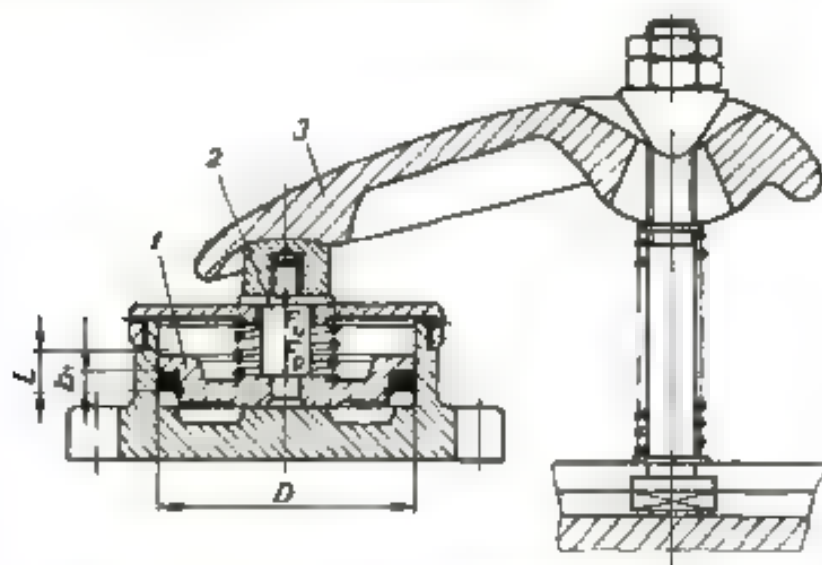
Tab. 23 Pneumatické ventily

Druh	Schéma	Popis a princip	Použití
Trojcestný vačkový		Funkce je zřejmá z obrázku. Tyto ventily mohou být ovládány ručně nebo sočným tlačítkem	Nezávisle na způsobu ovládání se konstruují a používají dva typy ventilů <ul style="list-style-type: none"> - stlačením ventilu se tlakový vzduch do spotřebiče přivádí, - stlačením ventilu se spotřebič odvětrává
Zpětný		Dokonalého těsnění je dosaženo těsnícím pryžovým kroužkem, který těsní i při vniknutí malých nečistot. Princip a druhy jsou shodné s hydraulickými zpětnými ventily	Mají podle možnosti dokonale zabránit proudění v jednom směru a v opačném umožňovat průchod s nejmenší ztrátou. Těmito podmínkami nejlépe vyhovují membránové ventily nebo ventily s velkými kužilkami
Škrtnutí		Nastavení škrceného průřezu se provede šroubem 1 a po- jatí maticí 2	Slouží většinou k nastavování rychlosti pístu pracovního válce. Má-li být škrcen jen jeden směr pohybu, používá se kombinace škrcivého a zpětného ventilu

V tabulce 25 jsou některé druhy používaných ventilů. Principy jsou vcelku podobné prvkům pro řízení směru, tlaku a průtoku kapaliny u hydraulických mechanismů.

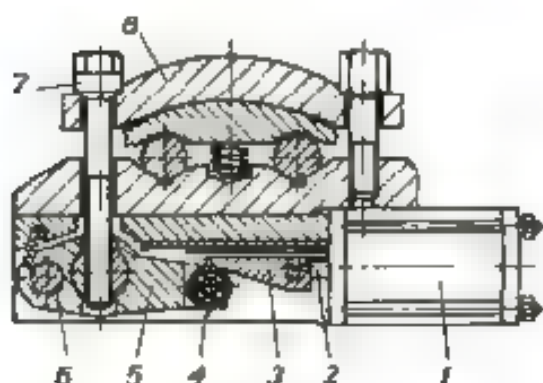
3.4.4 Použití pneumatických mechanismů

Princip práce pneumatického válce se využívá např. u pneumatických důlních podpěr, zvedáků, pneumatických svěráků, upínek a jiných svěracích a upínacích zařízení, u svařovacích, formovacích a jiných strojů.



Obr. 139. Konstrukční schéma pneumatické upínky

Stláčený vzduch se přivádí pod píst 1, jehož pístnice 2 se opírá o dvouramennou páku 3. F_u – upínací síla, F_p – síla pružiny, D – průměr pístu, L – zdvih pístu, b – šířka těsnící manžety



Obr. 140. Konstrukční schéma pneumatického upínače

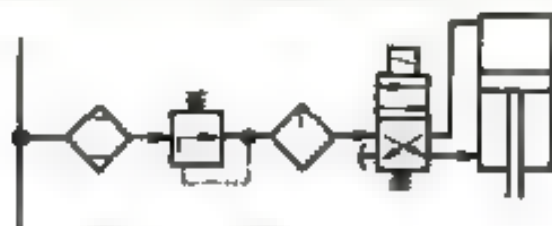
1 – pneumatický dvojčinný válec, 2 – pístnice, 3 – klín, 4 – kladíčko, 5 – páka, 6 – čep páky (otočný bod), 7 – trouba, 8 – upínací těmen

Při upínání na obráběcích strojích, při svařování apod. se používá *pneumatických upínek* (obr. 139). Umožňují upínání bez vynaložení fyzické námahy a zkracují upínací časy. Upínací síla je vyvozena jednočinným pneumatickým válcem a dosahuje při přetlaku 0,5 MPa 2 až 16 kN.

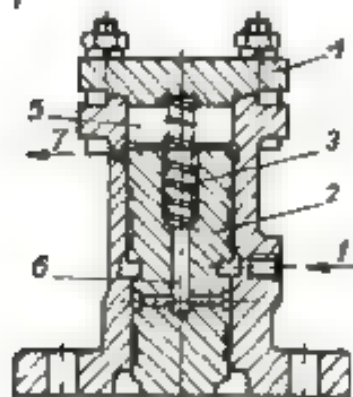
Využití dvojčinného pneumatického válce pro upínání obrábků je na obr. 140. Na pístnici pneumatického válce je připevněn klín, o který se opírá kladíčko upínací

páky spojené šroubem s upínacím těmenem. Při pohybu pístu dochází k pootočení páky kolem otočného bodu, a tím i k upnutí nebo uvolnění součásti.

Pneumatický mechanismus se používá též k *pracovnímu pohonu bodových svářeček*. Pneumatický válec je zavěšen v rámu stroje a nese horní pohyblivou svářecí elektrodu. Při svařování přitlačí tuto elektrodu na svařovaný materiál položený na spodní pevné elektrodě. Ve výchozí poloze mechanismu zajišťuje válec příslušnou světlou výšku mezi elektrodami, potřebnou pro vložení a vyjmutí spojovaných součástí. Funkční schéma zapojení hlavy bodové svářečky je na obr 141.



Obr 141. Funkční schéma pneumaticky ovládané bodové svářečky



Obr 142. Konstruktivní schéma pneumatického vibrátoru

Stlačený vzduch působí na mezikruží pístu 2 a zvedá jej proti tlaku pružiny 3. Krátce před úderem na vložku 4 spojí se horní prostor 5 nad pístem s přívodem tlakového vzduchu prostřednictvím kanálu 6 v pístu. Přetlakem vzduchu v horní části je píst sražen dohř na pracovní plochu. V dolní poloze nastane výfuk.

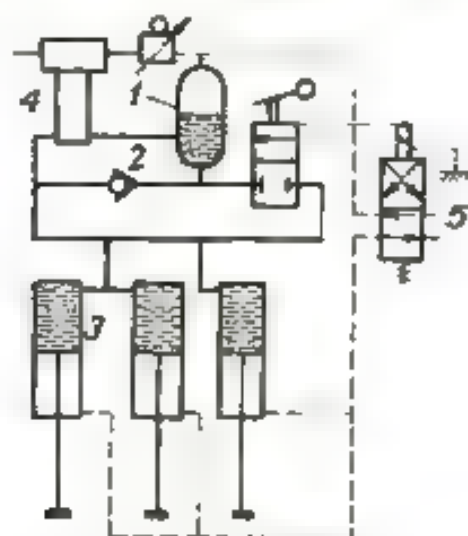
1 – přívod stlačeného vzduchu, 2 – diferenciální píst, 3 – pružina, 4 – vložka,
5 – prostor nad válečkem, 6 – kanálek v pístu, 7 – otvory výfuku

Na obrázku 142 je konstrukční schéma *pneumatického vibrátoru* používaného např. při zhutňování pískových slévarenských forem a také tam, kde jsou zapotřebí otřesy s nárazy kolmo na pracovní stůl. Vibrátor se upevní pomocí šroubů spodní přírubou na pracovní plochu. Stlačený vzduch se přivádí střídavě pod diferenciální píst a nad něj, a ten svými drážkami, kanály a hranami tvoří rozvod vzduchu pro svůj kmitavý pohyb.

3.5 Hydraulicko-pneumatické mechanismy

Hydraulické i pneumatické válce jsou pro přímočarý pohyb většinou výhodnější než mechanické pohony jak pro svou jednoduchost, tak i pro možnost snadné a plynulé regulace rychlosti pohybu škrticími ventily. Přesto se hydraulické a pneumatické

pracovní válce chovají v činnosti naprosto rozdílně, protože kapaliny jsou teoreticky nestlačitelné, kdežto vzduch je pružný. Kromě toho pracovní tlaky mohou v hydraulice dosahovat i desítek MPa, kdežto u pneumatických mechanismů jsou běžná maxima do 1 MPa.



Obr. 143. Schéma lisy na dýhy, u něhož je možno pneumaticko-hydraulickým generátorem stupňovat tlak.

Olej z nádrže 1 se tlakem vzduchu vytlačí přes zpětný ventil 2 do pracovních válců 3.

Vzrůstáním odporu při lisování se zavře zpětný ventil a začne pracovat generátor

zesilovač 4 – plným lisovacím tlakem. 5 – přívod tlakového vzduchu do rozváděče

Je však možno výhody hydraulických válců (malé rozměry, přesně regulovatelná rychlost pístu i při proměnném odporu a možnost zajištění válce v určitých polohách) v jistých případech spojovat s výhodami pneumatických válců (pružná poddajnost a rychlý pohyb). Hydraulicko-pneumatické pohony se používají s výhodou pro posuv obráběcích strojů, které lze potom i snadno automatizovat.

Kombinací pneumatického válce s velkou plochou pístu a hydraulického válce s malou plochou pístu lze zvyšovat tlak. Tento mechanismus se nazývá *pneumaticko-hydraulický generátor* (obr. 143).

OTAZKY A ÚKOLY

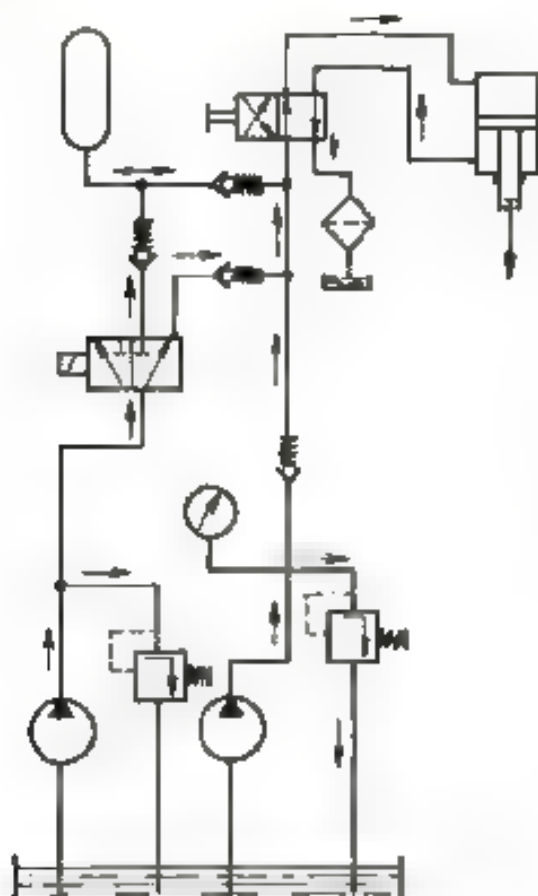
3.1 Grafické značky a schémata

1. Jaká energie se využívá v tekutinových mechanismech?
2. Podle ST1 vysvětlíte význam jednotlivých značek na obr. 144.

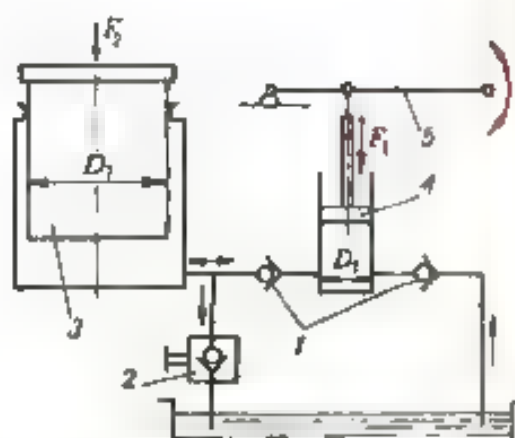
3.3 Hydraulické mechanismy

1. Které kapaliny nejlépe vyhovují základním parametrům hydraulických kapalin a proč?
2. Jaké jsou výhody a nevýhody hydraulických mechanismů a kdy je výhodné jich použít?
3. Vysvětlíte princip hydraulického zvedáku a stanovte poměr F_2 / F_1 (obr. 143).
4. Vypočítejte příkon generátoru pro požadovaný provozní tlak $p = 6 \text{ MPa}$, objemový průtok $Q = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a účinnost generátoru $\eta = 0,8$.
5. Na čem je závislá rovnoměrnost dodávky jednotlivých generátorů?

6. Co je to hydrostatický převodník?
7. Jaký je rozdíl mezi hydromotorem a hydrogenerátorem?
8. Pist hydromotoru má vyvodit sílu $F = 8 \text{ kN}$ při rychlosti $v = 0,5 \text{ m s}^{-1}$. Maximální zdvih $L = 200 \text{ mm}$ a průměr pístu $d = 80 \text{ mm}$. Zjistěte výkon hydromotoru, potřebný tlak a pohybovou frekvenci.



Obr. 144 Hydrostatický pohon se dvěma generátory a akumulátorem



Obr. 145 Schéma hydraulického zvedáku
1 – zpětné ventily, 2 – ručič ovládaný zpětný ventil pro spouštění velkého pístu, 3 – velký píst, 4 – malý píst, 5 – ruční páka

9. Zjistěte otáčky axiálního pístového hydromotoru s pěti písty, jejichž zdvih $L_{\text{max}} = 15 \text{ mm}$ a průměr $d = 10 \text{ mm}$. Průtok $Q = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
10. Jaké prvky použijeme pro řízení tlaku, průtoku a směru toku kapaliny v hydraulických obvodech?
11. Kam je vhodné zapojit do hydraulického obvodu škrticí ventil?
12. Jaký je rozdíl mezi nádrží a akumulátorem?
13. Zjistěte, jak se zvýší tlak v multiplikátoru, je-li $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $D_1 = 80 \text{ mm}$ a $D_2 = 20 \text{ mm}$.
14. Jaké znáte hydrostatické obvody?
15. Které prvky musí mít obvod hydrostatického mechanismu z hlediska bezpečnosti?
16. Spotřebič má být poháněn hydrostatickým převodem s regulovatelnou primární a konstantní sekundární částí. Dáno $\omega_{1\text{max}} = 140 \text{ s}^{-1}$, $M_{2\text{max}} = 1200 \text{ N m}$, $\omega_2 = 420 \text{ s}^{-1}$, $p_{\text{max}} = 30 \text{ MPa}$. Jak velká musí být sekundární část? Jaký je potřebný největší průtok? Jak velký bude geometrický objem primární části, aby se dosáhlo daných otáček? Jak velký musí být M_1 , abychom dosáhli bez uvažování ztrát při požadovaném výstupním momentu $M_{2\text{max}}$ a při $\sigma_1 = 1$ tlak v obvodu $p = 10 \text{ MPa}$? Jak velké je maximální převodové číslo pro $\sigma = 1$ a $p_{\text{max}} = 30 \text{ MPa}$?

17. Jak se postupuje při návrhu obvodu hydrostatického mechanismu?
18. Navrhněte schéma obvodu hydrostatického mechanismu včetně jeho prvků pro posuv obráběcího stroje, u kterého požadujeme pohyb vpřed i vzad rychlostí od $0,004$ do $0,1 \text{ m s}^{-1}$ při vyvození maximální dopředné síly 10 kN .

3.4 Pneumatické mechanismy

1. Jaká je nejehospodárnější výroba a dodávka stlačeného vzduchu pro pneumatická zařízení?
2. Jakým způsobem a proč je nutno tlakový vzduch před vstupem do pneumatických zařízení upravovat?
3. Jaké jsou výhody a nevýhody pneumatických mechanismů?
4. Jaké hnačí jednotky se používají u pneumatických mechanismů? Popište jejich funkci a nakreslete schéma.
5. Porovnejte pneumostatické mechanismy s hydrostatickými.
6. Co rozumíme pod pojmem „rozvodný ventil“?
7. Vysvětlíte funkční schéma bodové svítečky na obr. 141. Které prvky představují jednotlivé značky a jaký je význam těchto prvků v obvodu?

3.5 Hydraulicko-pneumatické mechanismy

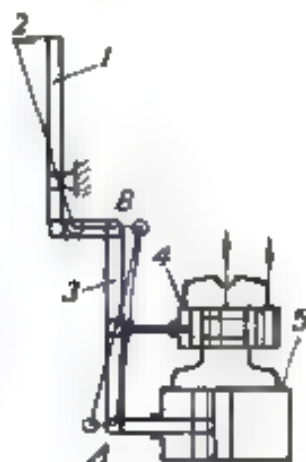
1. Jaké jsou přednosti hydraulicko-pneumatických mechanismů a jaké je jejich použití?
2. Porovnejte činnost multiplikátoru a pneumaticko-hydraulického generátoru.

3.6 Servomechanismy

3.6.1 Princip a použití

Servomechanismy využívají možnosti hydraulických, pneumatických a elektrických zařízení zesilovat jednoduchými prostředky malé řídicí síly. Základní části servomechanismů jsou:

- řídicí část (např. páka, sledovací dotyk, regulátor otáček apod.),
- zesilovací systém,
- pracovní část – pohon,
- zpětná vazba, která porovnává pohyb řídicí a pracovní části a v požadované poloze zastavuje např. pracovní část (obr. 146).

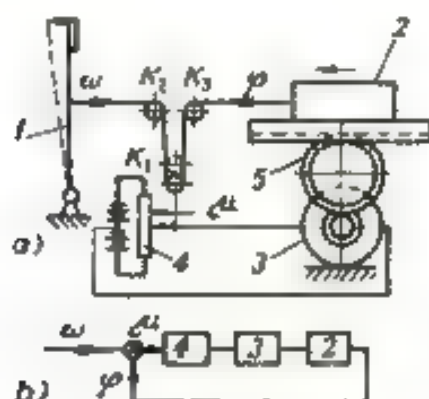


Obr. 146. Jednoduchý servomechanismus se zpětnou vazbou
Vychýlením páky 1 směrem 2 se páka 3 otáčí kolem bodu A a vysune šoupátko 4 doprava. Píst ve válci 5 se přiváděnou tlakovou kapalinou pohybuje doleva, přičemž potáhne pákou 3 kolem bodu B tak dlouho, až se šoupátko opět vrátí do neutrální polohy

Všechny servomechanismy začínají působit teprve při určitém rozdílu polohy řídicí a řízené části. Snahou je, aby tento rozdíl byl co nejmenší, a tím byl také servomechanismus co nejcitlivější. Zvýšení citlivosti ale nesmí způsobit nestabilitu mechanismu.

Servomechanismy se používají v průmyslu, dopravě, a velmi jsou rozšířeny i ve vojenské technice, kosmonautice apod.

U číslicově řízených obráběcích strojů jsou např. servomechanismy využívány jako regulační pohony posuvů k řízení pohybu suportů, stolů apod.



Obr. 147. Polohový servomechanismus

a) schéma mechanismu, b) blokové schéma

Vychýlením páky 1 se posune volná kladka K_1 , a představí bžec potenciometru 4 z nulové polohy. Motor 3 dostane napětí, začne se otáčet a přes převod 5 posouvá bžecem 2 ve směru vychýlení páky, čímž se potenciometr přesouvá opět do nulové polohy

1 – řídicí člen, 2 – břemeno, 3 – motor, 4 – potenciometr, 5 – převod, K_1, K_2, K_3 – kladky; ω – řídicí veličina, ϕ – poměrná regulační odchylka, μ – poměrná akční veličina

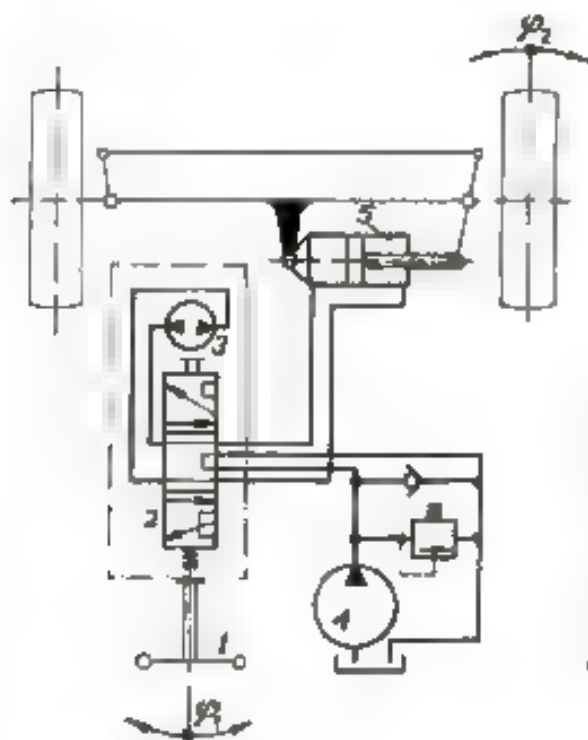
Úkolem servomechanismů není jen snížit námahu dělníka, ale i zvýšit produktivitu práce, přesnost výroby a hlavně spolehlivost provozu.

V běžné strojírenské praxi se nejčastěji používají *servomechanismy polohové* (obr. 147). Sledovanými veličinami jsou u nich obvykle mechanický posuv nebo natočení hřídele, tedy změna polohy.

3.6.2 Hydraulické pohony

Hydromotory mohou být použity jako nedílná část servomechanismu nebo jako konečný pracovní člen. Jsou určeny převážně pro rotační pohyby, ale mohou s výhodou v některých případech nahradit válec. Rotační pohyb se u nich převádí na přímočarý např. pastorkem s ozubenou tyčí apod. Použití hydraulického válce jako pohonu přichází v úvahu tehdy, jde-li o menší objemový průtok oleje. Všechny dosud používané hydraulické motory v pohonech vykazují poměrně velké pasivní odpory při uvádění do pohybu.

U těžkých motorových vozidel, zejména terénních a půdních, je jejich ruční řízení velmi namáhavé a nezajišťuje dostatečnou bezpečnost. Proto byly vyvinuty některé typy hydraulických *servořízení*, u nichž odpadají mechanická spojení mezi volantem a řízenými koly nebo nápravami (obr. 148).



Obr. 148. Jednookruhové servořízení přední nápravy
Pootáčí-li se volantem 1, vyvozuje se odměrným hydrogenerátorem 3 tlakový spád na rozváděči 2, který přestavuje a propojuje průtok od pracovního hydrogenerátoru 4 přes odměrný k hydromotoru 5

3.6.3 Pneumatické pohony

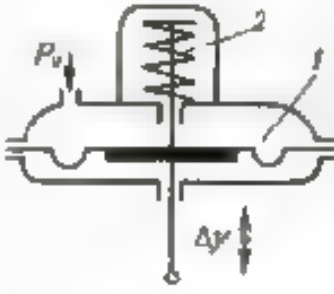
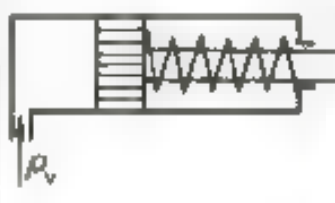
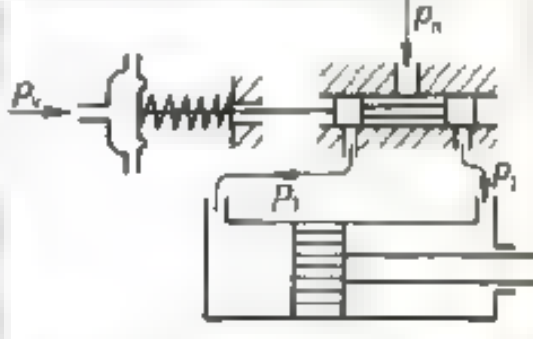
Vyznačují se jednoduchým a robustním provedením, čistotou provozu, vysokou provozní spolehlivostí, velkými přestavnými silami a poměrně krátkými přestavnými dobami. Nejčastěji používané pneumatické pohony jsou v tab. 26.

3.7 Hydrodynamické mechanismy

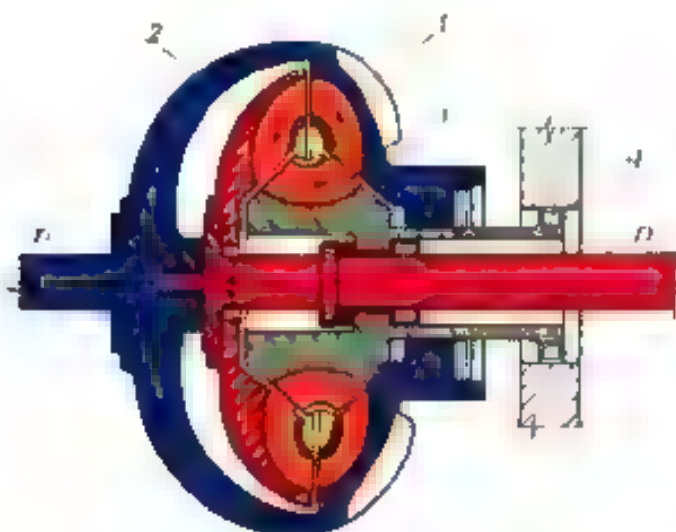
K přenosu mechanické energie využívají rozdílu rychlostní energie, popř. rozdílu hybností prostředí přenášejícího energii. Konstrukce se vždy skládá z generátoru a turbíny. U hydrodynamické spojky (viz Stavba a provoz strojů I) proudí kapalina vystupující z generátoru přímo do kanálů turbínového kola. Vložíme-li však mezi turbínu a generátor rozváděč (*reakční element reaktor*), vznikne tzv. proudový měnič krouticího momentu (obr. 149), který můžeme považovat za automatický převod s nekonečným počtem převodových čísel.

Proudové měniče se převážně používají při přenosu krouticího momentu ze spalovacího motoru na klasickou převodovku. Vyhovují zcela všem nesnadným podmínkám provozu nejrozmanitějších typů vozidel, např. městských autobusů ŠM 11, kde jsou součástí převodovky 2H70 Praga, vyvinuté ve spolupráci Ústavu pro výzkum motorových vozidel v Praze se sovětským výzkumným ústavem NAMI v Moskvě.

Tab. 26. Pneumatické pohony

Membranové	Pístové	
	jednočinné	dvojčinné
		
<p>Tlak p_v přiváděný z pneumatického zesilovače nad membránu 1 je vyvažován působením pružiny 2</p> <p>Nauvažujeme k tomu, je</p> $\Delta y = \frac{S_m}{c} \Delta p_v$ <p>kde S_m je plocha membrány</p> <p>c – tuhost pružiny</p>	<p>Pístové pohony umožňují proti membránovým větší přesuvné sily a větší pracovní zdvihy</p>	
	<p>Řidící tlak p_v se zavádí pouze na jednu stranu pístu</p> <p>Princip je obdobný jako u membránových pohonů</p>	<p>Dvojčinné pístové pohony pracují nejčastěji se šoupátkovým rozvaděčem, ovládaným menším membránovým pohybem</p> <p>p_v – výstupní tlak z pneumatického zesilovače,</p> <p>p_n – napájecí tlak</p>

Vlivem třecích sil a zpětného působení regulačního orgánu dostáváme určitou oblast nejistého nastavení, která může být až 50 % celkového zdvihu, proto opatřujeme pneumatické pohony tzv. korektorem



Obr. 149 Proudový měnič

1 – generátor, 2 – turbína, 3 – reaktor, 4 – volnoběžka, n_1 – hnací otáčky, n_2 – hnací otáčky

Nejdůležitější vlastností proudového měniče je jeho schopnost plynule a automaticky měnit otáčky a krouticí moment hnané strany v souladu se změnou zatížení. Další výhodou je několikanásobný záběrový moment hnané strany proti téměř konstantnímu vstupnímu momentu.

Proudové měniče nahradí při dobré účinnosti obvykle dva převodové stupně klasické převodovky.

Měníče, podobně jako hydraulické spojky, umožňují plynulý rozběh poháněného zařízení, tlumi rázy a vibrace, nevyžadují ovládací zařízení; výhodou také je, že prakticky nepodléhají opotřebení.

Vlivem hydraulických ztrát dochází (podobně jako u spojek) ke značnému zahřátí kapaliny, která se musí chladit. Měníč neumožňuje úplné přerušení spojení mezi motorem a poháněným zařízením a není také možno účinně brzdit motorem.

Nejjednodušší hydrodynamický měnič má jedno kolo generátorové, jedno turbínové a reaktorové (rozdávěcí). Rozváděcí kolo převádí a usměrňuje kapalinu vystupující z turbínového kola tak, aby její proud vyhovoval poměrům na vstupu do generátorového kola. Je pevně spojeno s rámem stroje a představuje reakční člen, který umožní změnu momentu v měniči.

Na turbínové kolo působí v daném případě moment hybnosti kapaliny vytékající z generátoru a reakční moment je stejně velký jako moment hybnosti ve výtoku z turbíny. Směr působení reakčního momentu bude záviset na tom, na kterou stranu lopatek rozváděcího kola bude kapalina dopadat.

Při zanedbání všech ztrát

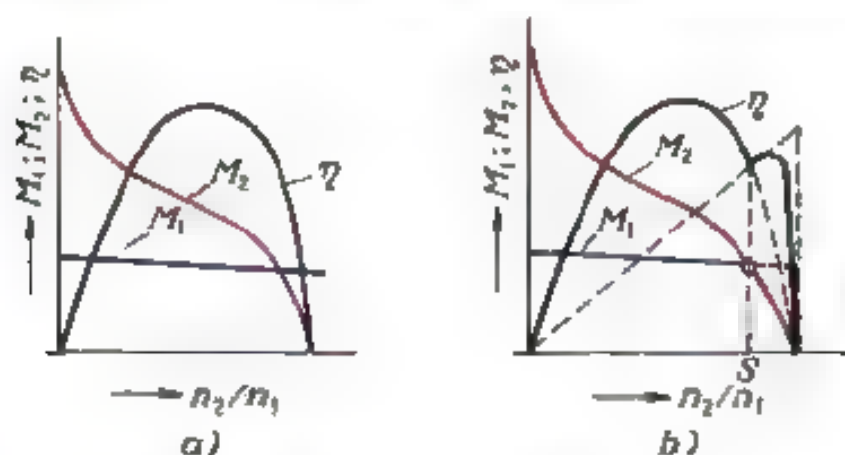
$$M_2 = M_1 \pm M_R,$$

kde M_2 je moment na hnaném hřídeli,

M_1 – moment na hnacím hřídeli,

M_R – moment rozváděče (reakční moment).

Při $M_R = 0$ bude $M_2 = M_1$, tj. měnič bude pracovat jako spojka



Obr. 150. Průběh momentů M_1 , M_2 a účinnost η

a) u měniče s pevně uchyceným reduktorem k rámu stroje, b) u spojkového měniče,

S – spojkový bod

Tohoto poznatku se využívá při návrhu tzv. *spojkových měničů*, u nichž je reaktor uložen na volnoběžce. Při větším skluzu proudí kapalina na lopatky reaktoru tak, že se volnoběžka zaklíní. Reaktor vyvozuje reakční moment M_R , tj. provoz je v režimu měniče. Při určitém menším skluzu proudí kapalina na druhou stranu lopatek reaktoru, reaktor se může volně proláčet, nepřenáší moment a v takovém případě pracuje měnič jako spojka. Význam takové úpravy je zřejmý z vnější charakteristiky obyčejného a spojkového měniče (obr. 150). Tímto uspořádáním se zlepšuje účinnost v oblasti vpravo od spojkového bodu.

Kinematický převod i , momentový převod m a účinnost η měniče se určují:

$$i = \frac{n_1}{n_2}, \quad m = \frac{M_2}{M_1}, \quad \eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = \frac{m}{i}$$

Momentový převod při maximálním skluzu se nazývá *násobnost měniče* a jeho hodnota bývá $m = 2$ až 2,5.

Maximální účinnost u měniče může být 90 % i více a závisí na konstrukčním uspořádání. Hydrodynamický měnič může mít i několik lopatkových kol (dvoustupňový nebo vicestupňový měnič).

Při volbě měniče se buď navrhne měnič osvědčeného typu na základě zákona podobnosti, nebo se použije měnič navržený pro přibližně stejné parametry.

OTÁZKY A ÚKOLY

3.6 Servomechanismy

1. Co jsou servomechanismy a jaké jsou jejich základní části?
2. Kdy začínají působit servomechanismy?
3. V čem je hlavní úkol servomechanismů v éře vědeckotechnické revoluce?
4. Co jsou polohové servomechanismy?
5. Jaký je rozdíl mezi hydraulickým pohonem a hydromotorem?
6. Čím se vyznačují pneumatické pohony?

3.7 Hydrodynamické mechanismy

1. Jaký je princip hydrodynamických mechanismů?
2. Co je proudový měnič a jaké má vlastnosti? Nakreslete a popište jeho schéma.
3. Jak se dosahuje změny momentu u hydrodynamického měniče?
4. Co jsou spojkové měniče?
5. Vypočítejte výstupní otáčky n_2 na hřídeli měniče, je-li jeho účinnost $\eta = 90\%$, vstupní otáčky od motoru $n_1 = 75 \text{ s}^{-1}$ a momentový převod $m = 1,5$.

VÝSLEDKY ÚKOLŮ

2.2 Šroubové mechanismy

6. Tr 63 × 30/3; $m = 110 \text{ mm}$.

2.3 Pákové mechanismy

3. Pro $\sigma_{\text{lm}} = 70 \text{ MPa}$, $M_a = 5800 \text{ N} \cdot \text{m}$: $b \times h = 40 \times 115 \text{ mm}$.

2.5.1 Základy teorie křivkové mechaniky

3. $r = 22 \text{ mm}$, $l = 88 \text{ mm}$; $c_a = 7,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; $\omega = 522 \text{ s}^{-1}$; $a_a = 7500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $a_c = -4500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

4. $F_1 = 800 \text{ N}$; $F_a = 200 \text{ N}$; $F_c = 0$; $F_{\text{tmax}} = F_{\text{tmin}} = 825 \text{ N}$.

5. $F_{\text{tmax}} = 810 \text{ N}$; $F_c = 420 \text{ N}$; $m_a = 0,155 \text{ kg}$.

2.5.2 Písty a příslušenství

3. $\sigma_a = 32,8 \text{ MPa}$; $p = 0,097 \text{ MPa}$.

5. $F_{\text{tmax}} = 3520 \text{ N}$, $\sigma_a = 159 \text{ MPa}$, $p_1 = 24,8 \text{ MPa}$; $p_2 = 21,9 \text{ MPa}$.

2.5.4 Opěra

3. $\sigma_d = 70,4 \text{ MPa}$, $\sigma_1 = 16,2 \text{ MPa}$.

4. $p = 21 \text{ MPa}$; $\sigma_1 = 19,3 \text{ MPa}$.

5. $h \approx 20 \text{ mm}$ M 16, popř. M 14 × 1,5.

2.5.7 Výstředňkové mechanismy

2. $k_E = 38,5$.

2.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

1. Pro $\sigma_{\text{Do}} = 50 \text{ MPa}$, $p_D = 220 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$, $D = 90 \text{ mm}$; $l = 15,71 \text{ mm}$, $h = 4 \text{ mm}$, $a = 4 \text{ mm}$, $a_1 = 3 \text{ mm}$, $r_1 = 1,5 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$; $M_a = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$.

2.9 Mechanismy regulační a brzdicí

3. $n_0 = 20,5 \text{ s}^{-1} = 1233 \text{ min}^{-1}$; $F_C = F_D = 100 \text{ N}$.

3.3 Hydrostatické mechanismy

3. $D\dot{f}/D\dot{f}$

4. $P = 375 \text{ W}$.

8. $P = 4 \text{ kW}$; $p = 1,6 \text{ MPa}$; $f = 2,5 \text{ s}^{-1}$

9. $n = 22 \text{ s}^{-1} = 1320 \text{ min}^{-1}$.

13. $p_2 = 4,8 \text{ MPa}$.

16. $V_{a2} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$, $Q = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, $V_{g1} = 13,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$, $M_1 = 133,3 \text{ N} \cdot \text{m}$, $i = 3$.

3.7 Hydrodynamické mechanismy

5. $n_2 = 45 \text{ s}^{-1} = 2700 \text{ min}^{-1}$

DOPORUČENÁ LITERATURA A NORMY

I. Mechanizmy

Charvát, J. Teorie mechanismů. Liberec, Vys. škola stroj. a textilní 1967

2.1 Části kinematických mechanismů a jejich měření

Bárdoň, V. Mechanizmy, I. část, Základy teorie mechanismů a strojů, I. díl. Bratislava, SVTL 1964

Charvát, J. Teorie mechanismů, Liberec, Vys. škola stroj. a textilní 1967

Koževnikov, S. N. Jesipenko, J. J. - Raskin, J. M. Mechanizmy. Bratislava, SVTL/SNTL 1960

2.2 Šroubové mechanismy

Kochman, J.: Části strojů, díl I. Praha, naklad. ČSAV 1956

Pěkný, A.: Části strojů. Praha, SZN 1972

Richter, O. - Vosa, R. - Kozar, F. Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961

Vrzal, B. a kol. Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

ČSN 01 4050 Lichoběžníkový závit rovnoramenný. Základní rozměry

ČSN 01 4052 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný. Základní rozměry

ČSN 01 4053 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný zvláštní 45. Základní rozměry

ČSN 01 4055 Kulčkový závit metrický. Základní rozměry

ČSN 01 4363 až 69 Lícování a matici obvyklých lichoběžníkových závitů

2.3 Pákové mechanismy

Hajn, M.: Přehled přeměny mechaniky. Praha, SNTL 1969

Richter, O. - Vosa, R. - Kozar, F. Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961

2.4 Kloubové mechanismy

Artobolevskij, I. J. Teoria mechanismov. Moskva, vyd. Nauka 1967

Brát, V. Příručka kinematiky s příklady. Praha, SNTL/Alfa 1973

Koževnikov, S. N. Teoria mechanismov i mašin. Moskva, vyd. Mašinostrojenije 1967

2.5 Kříkový mechanismus

Bolek, A., Janatka, J. Části strojů, díl IV. Praha, naklad. ČSAV 1956

Chlumský, V. Pístové kompresory. Praha, SNTL 1958

Kolektiv VÚNM a ČKD: Naftové motory čtyřdobé, I. díl. Praha, SNTL 1962

Pěkný, A.: Části strojů. Praha, SZN 1972

ČSN 02 7001 Pístní kroužky. Technické předpisy

ČSN 02 7003 Strukturní složení pístních kroužků

ČSN 02 7010 Pístní kroužky. Přehled

ČSN 02 7011 až 02 7014 Rozměrové normy těsnících pístních kroužků

ČSN 02 7015 až 02 7022 Rozměrové normy stíracích pístních kroužků

ČSN 02 7026 Těsnící pístní kroužky lichoběžníkové

ČSN 02 7031 Pojštění pístních kroužků

ČSN 02 9010 Těsnění. Průměry těsnících prostorů

ČSN 02 9011 Pryžové těsnící manžety. Konstrakční a montážní směrnice
 ČSN 02 9012 Ušňové těsnící manžety. Konstrakční a montážní směrnice
 ČSN 02 9250 Přehled pryžového tvářeného těsnění a hlavní údaje a jeho použití
 ČSN 02 9251 Pryžové těsnící manžety. Technické předpisy
 ČSN 02 9260 Pryžové manžety U nevrstvené
 ČSN 02 9261 Pryžové manžety U vrstvené
 ČSN 02 9265 Pryžové manžety Y vrstvené
 ČSN 02 9270 Pryžové manžety miskové M nevrstvené
 ČSN 02 9271 Pryžové manžety miskové M vrstvené
 ČSN 02 9272 Pryžové manžety brzdových válečků motorových vozidel. Rozměry
 ČSN 02 9273 Pryžové manžety pro hlavní válec kapalinových brzd motorových vozidel. Rozměry
 ČSN 02 9280 Kroužky kruhového průřezu pro těsnění pohyblivých částí
 ČSN 02 9561 a 02 9562 Přítlačné kovové kroužky pro manžety U
 ČSN 02 9565 a 02 9566 Přítlačné kovové kroužky pro manžety Y
 ČSN 02 9567 Opěrné kovové kroužky pro manžety Y
 ČSN 09 3351 Klikové hřídele naftových motorů. Technické předpisy
 ČSN 09 3352 Výklovky klikových hřídelů pro naftové motory. Technické předpisy
 ČSN 09 3353 Odlišky klikových hřídelů pro naftové motory. Technické předpisy
 ČSN 11 0116 Průměry pístů (čerpadel)
 ČSN 11 0118 Průměry pístů
 ČSN 11 0450 a 11 0451 Ucpávkové matice s metrickým a trubkovým závitem
 ČSN 11 0801 až 11 0820 Součásti ucpávek čerpadel
 ČSN 30 1082 Matice ojničních troubů. Jakost, zkoušení, přejímání
 ČSN 30 2101 Písty ze slitin hliníku. Technické předpisy
 ČSN 30 2103 Pístní čepy pro spalovací motory. Technické předpisy
 ČSN 30 2130 Pístní čepy pro benzinové motory. Rozměry
 ČSN 30 2131 Pístní čepy pro naftové motory. Rozměry
 ČSN 30 2200 Klikové ústrojí. Klikové hřídele automobilových motorů. Technické předpisy
 ONA 30 1080 Ojniční trouby. Technické předpisy
 ONA 30 2201 Ojnice pro automobilové a traktorové motory. Technické předpisy

2.6 Kuličkové mechanismy

Tomeček, E. a kol. - Mechanické technologie, II. díl. Praha, SNTL 1959

2.7 Váčkové mechanismy

Černoch, S. Strojné technické příručka, I. díl. Praha, SNTL 1977

Grim, A. Grafické řešení váček pro jednodílné stroje. Praha, SNTL 1956

Mackerie, J. Rozvod automobilového a leteckého motoru. Praha, Ústav pro učeb. pomůcky prům. a odb. škol 1947

Petrů, K. Váčkové mechanismy pro výrobní stroje. Praha, SNTL 1962

ON 01 7012 Výpočet a konstrukce roviných a valcových váček

ČSN 30 2220 Váčkové hřídele. Technické předpisy

2.8 Mechanismy s převodovým pohybem

2.9 Regulační a brzdící mechanismy

Richter, O. - Voss, R. - Kozar, F. Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961

Šlesinger, J. Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969

3.1 Grafické značky a schémata

3.2 Nositelé energie

3.3 Hydrostatické mechanismy

3.7 Hydrodynamické mechanismy

Kříž, R. a kol. Strojnické tabulky, I část. Praha, SNTL 1978

Mach, J. Holec, F. Mechanizace hydraulikou. Praha, SNTL 1964

Matěčka, R. Vostrovský, J. Hydraulické prvky. Praha, ČVUT 1972

Pivoňka, J. a kol. Příručka hydraulických pohonů. Praha, SNTL 1969

Prokeš, J. Hydraulické mechanismy. Praha, ČVUT-SNTL 1967

Prokeš, J. Hydraulické mechanismy v automatizaci. Praha, SNTL 1973

Volf, M. Hydraulické spojky a měniče. Praha, SNTL 1965

ČSN 01 3722 Hydrostatické a pneumostatické mechanismy. Grafické značky prvků

ČSN 11 6003 až 11 6005 Zubová čerpadla

ČSN 11 6303 Jednoválcová čerpadla. Základní údaje

ČSN 11 7003 Objemová čerpadla rotační a s kmitavým pohybem. Základní ustanovení

ČSN 11 7004 a 11 7006 Pistová čerpadla

ČSN 11 9000 Hydrostatické mechanismy. Názvosloví

ČSN 11 9001 Hydrostatické mechanismy. Pojmy, veličiny, značky, jednotky

ČSN 11 9005 a 11 9010 Hydrostatické prvky a zařízení

ČSN 11 9015 Hydrostatické soustavy traktorů a zemědělských strojů

ČSN 11 9051 až 11 9056 Akumulátory a nádrže

ČSN 11 9101 až 11 9104 Válců

ČSN 11 9105 Přímotahé hydromotory. Technické požadavky a metody zkoušení

ČSN 11 9201 a 11 9204 Hydromotory

ČSN 11 9205 Hydrostatické generátory a rotační hydromotory. Tech. požadavky a metody zkoušení

ČSN 11 9301 až 11 9303 Řídicí prvky

ČSN 11 9404 Zpětné a uzavírací ventily pro p_1 160 kp/cm² (16 MPa)

ČSN 11 9604 Přepouštěcí ventily pro p_1 160 kp/cm² (16 MPa)

ČSN 11 9701 a 11 9703 Čistě

ČSN 11 9801 Nádrže. Hlavní parametry

ČSN 11 9808 Hydraulika. Rychlospojky

ČSN 13 7700, 05, 10 Strojírenská žroubení nepřepávaná

ČSN 13 7701, 02, 06, 07, 11, 12, 13 Strojírenská žroubení pávaná

ČSN 13 7720 a 13 7721 Trubkové přípojky přímé

ČSN 13 7722 a 13 7723 Trubkové přípojky úhlové

ČSN 13 7724 a 13 7725 Trubkové přípojky T

ČSN 13 7726 a 13 7727 Trubkové přípojky stavěcí

ČSN 13 7772 a 13 7773 Šroubení trubková lehká

ČSN 13 7782 a 13 7783 Šroubení trubková těžká

ČSN 13 7821 Nízkotlaké letecké hadice s koncovkami

ČSN 13 7822 Vysokotlaké letecké hadice s koncovkami

ČSN 13 7931 Tesnící prvky pružné

ČSN 13 7950 až 55 Přesuvné matice

3.4 Pneumatické mechanismy

3.5 Hydraulicko-pneumatické mechanismy

Líška, A. - Kroupa, J. - Novotný, V. : Údržba a oprava pneumatických strojů, nástrojů a přístrojů. Praha, SNTL 1964

Zoebl, H. Pneumatické stroje a přístroje. Praha, SNTL 1965

ČSN 01 3722 Hydrostatické a pneumostatické mechanismy. Grafické značky prvků

ON 10 9000 Pneumatické soustavy. Názvosloví. Část I

ON 10 9103, 40, 41 Pneumatické rotační upínací válce
 ON 10 9310 Reverzní soupátko
 ON 10 9420 Regulátor tlaku vzduchu. Přehled a velikosti
 ON 10 9493 Kombinovaný ovládací přístroj tlakovzdušných rozvodů
 ON 10 9495 Ovládací ventily pro tlakovzdušné pohony elektrických spínačů
 ON 10 9530 a 31 Tlaková maznice
 ON 10 9536 Čističe vzduchu. Přehled a velikosti
 ON 10 9580 až 87 Ruční a nožní rozdělovače vzduchu

3.6 Servomechanismy

Pivoňka, J. a kol. Příručka hydraulických pohonů. Praha, SNTL 1969
 Prokeš, J. Hydraulické mechanismy v automatizaci. Praha, SNTL 1973
 Trnka, Z. Servomechanismy. Praha, SNTL 1973
 Zoubek, H. Pneumatické stroje a přístroje. Praha, SNTL 1965

SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ

- adsorpční filtr** — čistě tekutiny, pracující na principu *adsorpce*, ve kterém pohlcuje plynnou nebo kapalnou látku tuhá adsorpční látka (např. aktivní uhlí, oxid křemičitý, bentonity apod.) na svém povrchu
- agregát** — soustava navzájem spojených strojů nebo zařízení vytvářející novou pracovní jednotku (např. čerpací agregát), popř. jejich seskupení pro dosažení většího výkonu
- akumulátor** — zařízení umožňující hromadění energie s možností jejího pozdějšího využití. Rozlišujeme elektrické akumulátory, tlakové akumulátory pneumatické nebo hydraulické, tepelné akumulátory aj.
- atlet hutní** — písemné ovládnutí o složení a mechanických vlastnostech hutního materiálu
- časování rozvážky spalovacího motoru** — určení okamžiků začátku otevírání konce zavírání sacích a výfukových ventilů popř. kanálů. Udává se úhlem klíky hřídele vzhledem k její dolní a horní úvrti. Graficky se znázorňuje v rozvážkovém diagramu motoru
- čerpadlo** — stroj, kterým se čerpá, popř. dopravuje kapalná, kašovitá nebo sypká látka. Obvykle vytlačuje látku z nižší úrovně do vyšší, anebo z nádrže s menším tlakem do nádrže s větším tlakem. Podle pracovních podmínek rozlišujeme čerpadla s *přímou přeměnou mechanické práce na potenciální energii* (čerpadla pístová, zubová, křídlová), čerpadla s *nepřímou přeměnou mechanické práce na potenciální energii* (čerpadla odstředivá, axiální, diagonální) a proudová čerpadla (např. injektory)
- čtyřčlenný** — čtyřčlenný kloubový mechanismus, jehož členy — rám, klíka, ohybce a váhadlo jsou vzájemně spojeny klouby
- generátor** — 1. elektrický tečivý stroj na přeměnu mechanické energie na elektrickou. Rozlišujeme *dynamo*, tj. generátor na výrobu stejnosměrného proudu, a *alternátor*, tj. generátor na výrobu střídavého proudu
2. analogie u tekutinových mechanismů — čerpadlo nebo kompresor pro přeměnu mechanické energie na tlakovou energii tekutiny
3. analogie v energetice — parní kotol, plynový nebo jaderný generátor na přeměnu chemické energie paliva na tepelnou energii
- Guldbergův vzorec** — přibližný empirický vzorec pro rychlé a přibližné určení hmotnosti setrvačnicku
- hydromotor** — hydraulický motor měnící v hydrostatickém mechanismu tlakovou energii kapaliny na mechanickou práci. Rozlišujeme hydromotory s pohybem rotačním, přímočarým (hydraulické válce) a kývavým
- charakteristika** — 1. základní hodnoty určující vlastnosti daného stroje nebo zařízení, jako např. výkon, účinnost, rozměry, otáčky apod.
2. závislost dvou nebo více parametrů (znázorněná graficky diagramem), charakterizující základní provozní vlastnosti stroje nebo zařízení, např. charakteristika čerpadla, odstředivého regulátoru, elektromotoru apod.
- kmítání** (kmítavý pohyb, oscilace) — pohyb hmotného bodu, při němž tento bod nepřekročí končnou vzdálenost od rovnovážné polohy. Jestliže se kmítavý pohyb opakuje pravidelně v určitém časovém intervalu, je *periodický*. Je-li kmítání tlumeno, nazývá se *aperiodické* (plazivé)
- kompaktní** — (z lat.) celistvý, pevný, hutný, tuhý, soudržný
- kompresor** — stroj (generátor) na přeměnu mechanické energie na tlakovou energii plynu. Podle způsobu stlačování plynu rozecznáváme kompresory pístové a špatkové

kulis – součást kulisového mechanismu, který je obdobou klikového mechanismu pro malá zatížení.
Kulis, v níž se pohybuje *kámen*, slouží k přeměně točivého pohybu za přímočarý vratný a naopak.
 Rozlišujeme kulis posuvné, kyvné a oběžné.

medium – prostředí nebo látka, ve které probíhá určitý fyzikální jev, např. kapalina nebo plyn v tekutinových mechanismech.

mechanismus – strojní zařízení schopné pohybu, sloužící k přenášení anebo přeměně pohybu.

motor – stroj měnící daný druh energie (např. vodní, elektrické, chemické aj.) na mechanickou práci, který uvádí do pohybu jiné stroje a dopravní prostředky. Rozlišujeme vodní motory, tepelné motory a elektromotory.

motor spalovací – tepelný motor měnící chemickou energii paliva na mechanickou práci. Podle způsobu práce se rozlišují motory *vznětové* a *zážehové*.

multiplikátor – 1. zařízení v tekutinových mechanismech, kterým se transformuje nízký tlak tekutiny na vysoký.
 2. druh převodovky, kde počet výstupních otáček je vyšší než otáček vstupních, převodovka s převodem do rychla.

ovalita – oválný (vejčitý) tvar součástí, např. ovalita pístu.

převodník hydrostatický – podle ČSN 11 9000 hydraulický prvek určený k převodu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak. Společný název pro hydrogenerátory a hydromotory.

reaktor – 1. v jaderné fyzice zařízení, ve kterém se uskutečňuje řízená řetězová reakce.
 2. u hydraulického měniče kroutícího momentu *reakční element*, jehož úkolem je převzít kapalinu vystupující z turbínového kola a její proudová vlákna usměrnit tak, aby při opuštění turbínového kola vyhovovaly na vstupu čerpadlového kola tam existujícímu provoznímu stavu. Umožňuje odevzdávání výkonu v širokém provozním rozsahu o nekonečném počtu plynule navzájem navazujících poměrů otáček, které se za plného zatížení automaticky nastavují změnou provozního zatížení na výstupním hřídeli.

regulace – 1. řízený zásah usměrňující živelný průběh.
 2. udržování hodnot regulované veličiny podle daných podmínek a hodnot této veličiny, zjištěných měřením (např. regulace napětí proudu, otáček, teploty, tlaku atd.).

regulátor – zařízení nebo přístroj používaný v různých strojích, jehož úkolem je udržovat stále otáčky, teplotu, tlak anebo jinou regulovanou veličinu.

remont – obnovení, oprava strojních součástí, kterou se svede do původního stavu.

rotor – otáčivá pracovní část rotačních strojů.

rozváděč – 1. zařízení nebo orgán pro rozvod energie do strojů nebo na jiná pracovní místa.
 2. v hydrostatických mechanismech hydraulický řídicí prvek nebo zařízení určené k rozvádění kapaliny a k bránění průtoku.

rozvod ventily – zařízení spalovacího motoru umožňující a regulující plnění pracovního prostoru motoru vzduchem nebo zápalnou směsí, jakož i vyprázdňování pracovního prostoru od spalin.

servomechanismus – podle ČSN 11 9000 tekutinový mechanismus alespoň s jednou vnější zpětnou vazbou, řídicí výstupní veličinu v závislosti na vstupní veličině.

servomotor – pomocný motor na pohon řídicích zařízení (zapínajících a vypínajících, přepojujících, regulujících apod.).

servořízení hydraulické – umožňuje řízení vozidla tím, že pomocí hydraulického posílení podstatně snižuje potřebnou sílu k ovládnutí volantu. Skládá se zpravidla z nádrže na olej s čističí vložkou, generátoru (čerpadla) se škrtkem a pojistným ventilem a z vlastního servořízení (rozváděč a hydromotor).

srdcovka – druh obvyklé pericykloidy, který má srdcovitý tvar.

stator – nepohyblivá část stroje nebo zařízení, ve které se otáčí rotor.

stupně volnosti – možnost pohybu tělesa. Těleso může mít nejvýše v rovině 3 stupně volnosti (posuv ve směru os x , y a otáčení okolo osy z), v prostoru 6 stupňů volnosti (posuv ve směru os x , y , z a otáčení okolo os x , y , z).

trajektorie – množina poloh, které daný bod zaujme při pohybu v daném časovém intervalu, dráha pohybujícího se bodu (např. na kinematickém mechanismu).

- úvrat** - krajní poloha pístu ve válci, ve které se mění směr pohybu pístu
- vačka** - neokrouhlý kotouč, který je součástí vačkového mechanismu, převádějícího točivý pohyb (váčkového hřídele) na přerušovaný přímočarý pohyb, popř. pohyb kývavý
- viskozita (vazkost)** - odpor, kterým kapalina působí proti silám snažícím se vzájemně posunout její jednotlivé částice. Viskozita se měří viskozimetrem a hodnoty se udávají v absolutních nebo konvenčních jednotkách

ČESKO—RUSKÝ—ANGLICKÝ—NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

A

agregát hydraulický	гидравлический агрегат	hydraulic set	Hydraulikaggregat
akumulátor	аккумулятор	accumulator	Druckspeicher, Akkumulator

Č

čistič	фильтр	filter, cleaner	Filter
--------	--------	-----------------	--------

D

drapak	грейфер	grab	Greifer
--------	---------	------	---------

E

energie	энергия	energy	Energie
energie kinetická	кинетическая энергия	kinetic energy	Bewegungsenergie
energie tlaková	напорная энергия	pressure energy	Druckenergie

G

generátor pneumaticko- -hydraulický	пнеумогидравлический генератор	pneumatic-hydraulic generator	pneumohydraulischer Generator, pneumo- hydraulische Pumpe
--	-----------------------------------	----------------------------------	---

H

hadice	шланг, рукав	hose, hose pipe	Schlauch
hydrogenerátor	гидрогенератор, гидравлический насос	hydraulic generator	Hydropumpe, Hydraulikpumpe
hydrogenerátor lamel- lový	лопастный насос	disc hydraulic gene- rator	Flügelzellenpumpe
hydrogenerátor pístový	поршневой насос	piston hydraulic gene- rator	Kolbenpumpe
hydrogenerátor šrou- bový	винтовой насос	screw hydraulic generator	Schraubenpumpe
hydrogenerátor zubový	шестеренный насос	teeth hydraulic generator	Zahnradpumpe
hydromotor	гидромотор	hydraulic engine	Hydromotor

hydromotor přímočarý	прямолинейный гидромотор	rectilinear hydraulic engine	geradliniger Hydromotor
hydromotor rotační	ротационный гидромотор	rotary hydraulic engine	Rotationsmotor

K

kinematická dvojice	кинематическая пара	kinematic pair	kinematisches Elementenpaar
kinematické schéma	кинематическая схема	kinematic scheme	Kinematikschema
křídka	кривошип	crank	Kurbel
kříkový šep	кривошипный палец	crank pin	Kurbelzapfen
kříkový hřídel	кривошипный вал	crankshaft	Kurbelwelle
kloub	шарнир	joint, knuckle	Gelenk
kmitání	колебание	oscillation	Schwingung
křížák	ползун	crosshead	Kreuzkopf

L

ložisko	подшипник	bearing	Lager
ložisko hlavní	главный (коренной) подшипник	main bearing	Hauptlager
ložisko ojnční	шатунный подшипник	bearing of a connecting rod	Flie遝lager

M

maltézský kříž	мальтийский механизм	maltese cross	Maltoserkreuz
mechanismus	механизм, устройство	mechanism	Getriebe, Mechanismus
mechanismus elektrický	электрический механизм	electric mechanism	elektrisches Getriebe
mechanismus hydraulický	гидравлический механизм	hydraulic mechanism	hydraulisches Getriebe
mechanismus kinematický	кинематический механизм	kinematic mechanism	kinematisches Getriebe
mechanismus klikový	кривошипный механизм	crank mechanism	Kurbelgetriebe
mechanismus klínový	клиновой механизм	key mechanism	Keilgetriebe
mechanismus kloubový	шарнирный механизм	knuckle mechanism	Gelenkgetriebe
mechanismus křokový	шатовой механизм	step mechanism	Sprungwerk
mechanismus křivkový	криволинейный механизм	curve mechanism	Kurvengetriebe
mechanismus kulisový	кулисный механизм	sliding mechanism	Schwingenmechanismus
mechanismus nážkový	ножничовой механизм	shear mechanism	Scherenmechanismus
mechanismus pákový	рычажный механизм	lever mechanism	Hebelmechanismus
mechanismus pneumatický	пневматический механизм	pneumatic mechanism	pneumatisches Getriebe

mechanismus pneumaticko-hydrau- lický	пневмогидравлический механизм	pneumatic-hydraulic mechanism	pneumohydraulisches Getriebe
mechanismus podávací	подающий механизм	feed mechanism	Schaftwerk
mechanismus šroubový	винтовой механизм	screw mechanism	Schraubenge triebe
mechanismus tekutinový	жидкостный механизм	mechanism with liquid	Flüssigkeit getriebe
mechanismus tlumič	демпферный механизм	damping mechanism	Dämpfungs- mechanismus
mechanismus vačkový	кулачковый механизм	cam mechanism	Nockengetriebe
měníč kroutícího momentu	преобразователь момента	torque converter	Drehmomentwandler
mrtvá poloha (pístu)	мертвое положение	dead centre	Todlage
multiplikátor	усилитель, мултиплер	multiplier	Druckübersetzer, Verstärker

■

nádrž	бак, резервуар	reservoir, tank	Behälter, Tank
-------	----------------	-----------------	----------------

○

obvod hydrostatický	гидростатическая цепь, гидростатический контур	hydrostatic circuit	hydrostatischer Kreislauf
obvod hydrostatický otevřený	разомкнутая цепь	open hydrostatic circuit	offener hydrostatischer Kreislauf
obvod hydrostatický zavřený	замкнутая цепь	closed hydrostatic circuit	geschlossener hydro- statischer Kreislauf
odlučovač vody	водоотделитель, элагодделитель	water separator	Wassera bscheider
ojnice	штун	connecting rod	Pleuelstange, Schubstange
ojnicí dílek	шатунный стержень	connecting rod shank	Pleuelschaft
ojnicí hlava	шатунная головка	connecting rod head, end of connecting rod	Pleuelkopf
ojnicí šroub	шатунный винт	connecting rod bolt	Pleuelschraube

P

páka	рычаг	lever	Hebel
páka dvouramenná	двоплечный рычаг	double-arm lever	zweiarmiger Hebel
páka jednoramenná	одноплечный рычаг	single-arm lever	einarmiger Hebel
páka úhlová	угловой рычаг	bent lever, crank	Winkelhebel
píst	поршень	piston	Kolben
píst diferenciální	дифференциальный поршень	differential piston	Stufenkolben, Differenzkolben

pin kotoučový	дисковый поршень	disc piston	Scheibenkolben
pin plunžrový	скользящий поршень, плунжер	plunger piston	Plungerkolben
pin trubový	пустотелый поршень	tube piston	Tauchkolben
pístní čep	поршневой палец	piston pin	Kolbenbolzen
pístní kroužek	поршневое кольцо	piston ring	Kolbenring
pístní kroužek štírači	маслосъемное кольцо	oil (scraper) piston ring	Ölabstreifring
pístní kroužek těsnicí	уплотнительное кольцо	packing piston ring	Dichttring, Dichtungsring
protizávaží	противовес	counter-weight, balance weight	Gegengewicht, Ausgleichgewicht
prvky hydraulické	гидроэлементы	hydraulic elements	hydraulische Elemente
prvky pneumatické	пневмоэлементы	pneumatic elements	pneumatische Elemente
převod hydro- dynamický	гидродинамическая передача	hydrodynamic transmission	hydrodynamisches Getriebe
převod hydrostatický	гидростатическая передача	hydrostatic trans- mission	hydrostatisches Getriebe
R			
rám	рама	frame	Rahmen
regulátor	регулятор	regulator, governor	Regler, Regulator
regulátor axiální	осевой регулятор	axial regulator	Axialregler
regulátor odstředivý	центробежный регулятор	centrifugal regulator	Fliehkraftregler, Zentrifugalregler
regulátor rychlostní	скоростной регулятор	speed regulator	Geschwindigkeits- regler
rohačka	храповик, храповое колесо	ratchet (wheel)	Sperrrad, Klinkenrad
rozváděč	направляющий клапан	directional control valve	Wegeventil
rozváděč skupinový	клапанный блок	directional control block (unit)	Ventilbatterie, Ventilblock
rozváděč šoupátkový	затяжной клапан	sliding spool valve	Kolbenlängsachse- bventil
S			
samozvornost	самоторможение	self-locking	Selbsteinhemmung
servomechanismus	сервомеханизм	servo mechanism	Servomechanismus
servořízení	непрямое управление	servo control	Servosteuerung
setrvačnick	маховик, маховое колесо	flywheel	Schwungrad
síla odstředivá	центробежная сила	centrifugal force	Fliehkraft

síla setrvačná	сила инерции	inertial force	Trägheitskraft, Massenkraft
snykadlo	ползунок	slide	Gleitstück, Stößel
stupěň volnosti	степень свободы перемещения	degree of freedom	Freiheitsgrad
S			
šoupátko	(скользящий) золотник	sliding spool	Längsschieber, Ventilschieber
T			
těsnivo	набивка	packing (sealing) material	Dichtung, Packung
tlumení (kmitů)	глушение	damping	Dämpfung
tlumič (kmitů)	антивибратор	damper	Dämpfer, Abblendedämpfer
tlumič kapalinový	гидравлический антивибратор	fluid (liquid) damper	Flüssigkeitsdämpfer
tlumič vzduchový	пневматический антивибратор	air damper	Luftdämpfer
trubka	трубка, труба	pipe, tube	Rohr
turbína	турбина	turbine	Turbine
U			
usprávka	сальник	packing, stuffing box	Stopfbuchse
usávka komorová	сальник с радиальным натяжением	chest packing	Federringdichtung
usávka manžetová	сальник с применением манжет	cup packing	Stopfbuchse mit Manschetten
usávka s kovovým těsnivem	сальник с твердой набивкой	stuffing box with metallic packing material	Stopfbuchse mit Metall dichtungen
usávka s měkkým těsnivem	сальник с мягкой набивкой	stuffing box with soft packing material	Stopfbuchse mit Weichdichtungen
utěsnění	уплотнение, набивка	seal, packing	Abdichten, Abdichtung
V			
vačka	кулачок	cam	Nocken
vačka harmonická	гармонический кулачок	harmonic cam	harmonischer Nocken
vačka tangenciální	тангенциальный кулачок	straight-flank cam	Tangentennocken
válec	цилиндр	cylinder	Zylinder
věnec (setrvačníku)	обод	rim	Kranz
ventil	клапан, вентиль	valve	Ventil
ventil pojistný	предохранительный клапан	safety valve	Sicherheitsventil

ventil přepouštěcí	перепускной (переливной) клапан	relief (by-pass) valve	Überströmventil
ventil redukční	редукционный клапан	pressure-reducing valve	Druckminderventil
ventil škrticí	дроссельный клапан	throttle valve	Drosselventil, Drossel
ventil zpětný (jednosměrný)	обратный (нерозвратный) клапан	check (non-return) valve	Rückschlagventil
viskozita	вязкость	viscosity	Zähigkeit, Viskosität
výstředník	эксцентрик	eccentric	Exzenter
výstředниковá tyč	эксцентриковая штанга (тяги)	eccentric rod	Exzenterstange
vývažek (protizávaží)	противовес	balance weight	Ausgleichgewicht
vyvažování	уравновешение	balancing	Auswuchten
Z			
západka	защелка	pawl, catch	Klinke, Schnapper, Falle
zvedák šroubový	винтовой домкрат	screw jack	Schraubenwinde

REJSTŘÍK

Agregát 125, 152

– hydraulický 125, 136

akumulátor 122, 152

– plynový 124

– pružinový 124

– závažový 124

alest 69, 152

Bok vačky 86

brada 99, 100

huben křivkový 79

Časování rozvodu 80, 152

čep 45, 48, 65

– hlavní 65, 68

– klikový 65, 66, 68

– ložiskový 65, 68

– pístní 45, 48, 49

– – plovoucí 50

čerpadlo 105, 108, 152

čistě 122

– průlničtý 123

– – s papírovou vložkou 123

– – s plastovou vložkou 123

– – ze spékanych kovů 123

– štěrbínový 123

– – lamelový 123

– – s drátem 123

– tlakového vzduchu 131

člen mechanismu 15, 17

– – hnací 78, 80, 92

– – hnáný 78, 80, 92

– – krokový 94

– – křivkový 78, 80

– – kývající 94

– – ohebný 17

– – podávací 88

– – poháněcí 88

– – pružný 17

– – spojovací 78, 80

čtyřčlen 32, 152

Děle průtoku 119

diagram časování rozvodu 82

drapák 77, 89, 93

dřít ojnice 54, 55

dvojice kinematická 16

Element reakce 141

emalze 106

energie 95, 105, 123, 141

– kinetická 105, 108, 141

– mechanická 105

– tlaková 105, 107, 123

excentr 71

Generátor 105, 108, 141, 152

– hydraulické energie 108

– lamelový 109

– pístový 110, 112

– – axiální 110, 112

– – radiální 110, 112

– – řadový 110, 112

– pneumato-hydraulický 137

– s přímočarým pohybem 110

– s rotačním pohybem 110

– šroubový 109, 111

– vřetenový 109, 111

– zubový 109, 111

globoid křivkový 79

glykol 106

Güldnerův vzorec 70, 152

Hadice 133

hlava ojnice 54

– – dělená 54, 58, 59

– – klisková 54

– – Pennova 58, 59

– – pístní 54, 57, 58

– – zavřená 54, 57, 58

hmota posuvná 41

– rotující 42

hmotnost setrvačníku 70
 – věnce setrvačníku 71
 hrazení průtoku 116, 119
 hrdlo ucpávky 51, 52
 hřídel klikový 65
 – – dělený 66
 – –, dimenzování 68
 – – litý 67
 – –, mazání 68, 69
 – – složený 66
 hydrogenerátor 105, 108
 hydromotor 105, 112, 152
 – lamelový 115
 – pístový 115
 – přímočarý 112, 113
 – – jednočinný s plunžrem 113
 – – jednostranný 113, 114
 – – oboustranný 113
 – – s pevnou pístnicí 113
 – – s pevným válcem 113
 – – s výkyvným válcem 113
 – rotační 114, 115
 – s kyvným pohybem 115, 116
 – šroubový 115
 – zubový 115

 Charakteristika 143, 152
 – měniče 143, 144

 Kámen 74, 75, 76
 kapalina 106, 107
 kladka 80
 kmitání 100, 152
 – tlumené 100
 – – aperiodické 100
 – – periodické 100
 – – plavivé 100
 kolo 94, 143
 – generátorové 143
 – rozváděcí 143
 – stoupací 94
 – turbínové 143
 kompresor 130, 152
 kopírování hydraulické 126, 127
 korektor 142
 kotouč 71, 81
 – s křivkovou drážkou 81
 – s vnější křivkou 81
 – s vnitřní křivkou 81
 – výstředníkový 71, 72
 kotva 94

krok 94, 95
 kroužek 0 52
 – pístní 50
 – – stírací 50
 – – těsnicí 50
 křídlo mašínové 88, 92
 kulisa 74, 81, 152
 kužel křivkový 79
 – s křivkovou drážkou 81
 – s vnější křivkou 81
 kyvadlo 94
 – gravitační 99
 – pružinové 99

 Lis hydraulický 127

 Manžeta 52, 53
 matice 18, 19
 mazání klikových hřidel 68, 69
 maznice na olejovou mhu 131
 médium 41, 45, 152
 mechanismus 13, 152
 – antiparalelogramový 34
 – brzdící 95, 99, 104
 – dvojkříkový 33
 – dvojvahadlový 33
 – elektrický 13
 – elektrohydraulický 13
 – elektropneumatický 13
 – hydraulicko-pneumatický 13, 136
 – hydraulický 13, 105
 – hydrodynamický 105, 141
 – hydrostatický 105, 106, 107
 – kinematický 13, 15
 – – prostorový 15
 – – rovinný 15
 – křivkovahadlový 33
 – kříkový 39
 – –, pohybové poměry 40, 41
 – –, silové poměry 41, 42, 43
 – – s křížákem 39
 – – středový 36
 – – výstředný 36
 – – zkrácený 39
 – klinový 25
 – kloubový 31, 36
 – krokový 87, 94
 – – západkový 94
 – křivkový 78
 – – prostorový 79, 80
 – – rovinný 79, 80
 – kulisový 74

mechanismus kulisový kyvný 75, 76
 – – otáčivý 75, 76
 – – posuvný 75, 76
 – mžkový 87, 89
 – nůžkový 30
 – pákový 28, 29, 30, 31
 – paralelogramový 33
 – pneumatický 13, 130
 – –, použití 132, 135
 – pneumodynamický 105
 – pneumostatický 105
 – podávací 87
 – – drapákový 89, 93
 – – stavítkový 88, 92, 93
 – – západkový 88, 89, 90, 91
 – regulační 95, 104
 – s přerušovaným pohybem 86
 – šroubový 18
 – – s valivými tělisky 24
 – tekutinový 13, 105
 – tlumič 95, 100, 104
 – vačkový 78, 79
 – výstředníkový 71
 měnič momentu proudový 141, 142
 – – spojkový 143, 144
 motor 105, 132, 153
 – pneumatický 132
 – – lamelový 132, 133
 – – pístový 132, 133
 – – zubový 132
 multiplikátor 123, 153
 – přímočarý 125
 – – dvojitý 125
 – – jednočinný 125
 – rotační 125

 Nádrž 105, 122
 násobnost měniče 144
 nepokoj 99
 nerovnoměrnost chodu setrvačníku 69, 70
 nositel energie 106, 130

 Objem geometrický 110, 111
 objímka výstředníku 71, 72
 obrážka vodorovná 77
 oběhu hydraulických zařízení 130
 obvod hydrostatického mechanismu 125
 – – –, návrh 128, 129
 – – – otevřený 125
 – – – uzavřený 125
 – – –, výpočet 129

odlučovač vody 131
 ojnice 54, 55
 – hlavní 54
 – vedlejší 54
 oko ojnicí 57, 58
 – pístní 45
 olej 106
 – minerální 106
 – nízkotuhnoucí 107
 – pístový 107
 – ricinový 106
 – s přísadami pro traktory 107
 – syntetický 106
 – trvanlivý 107
 osa vačky 86
 ovalita pístu 46, 152
 ovládání pneumatické bodové svářečky 136

Páka 26
 – dvouramenná 27, 28
 – – úhlová 27, 28
 – jednoramenná 26, 28
 – trojramenná 27, 28
 pánev ojnicí 54
 píst 44
 – diferenciální 44
 – kotoučový 44
 – plunžrový 44
 – s invarovou vložkou 48
 – s okénkem 48
 – s rozříznutým pláštěm 48
 – stupňový 44
 – trubový 44, 45, 46, 47, 48
 plunžr 113
 pohon 139
 – hydraulický 140, 141
 – pneumatický 141, 142
 – – membránový 142
 – – pístový 142
 – – – dvojitý 142
 – – – jednočinný 142
 pouzdro ojnicí 54
 protizávaží 65, 66
 průtok 109
 – konstantní 110
 – objemový 109, 110, 111
 – proměnlivý 110
 prvek hydraulický 112
 – pneumatický 132
 – řídicí 116
 převod hydrostatický 127, 128

převod kinematický 144
– momentový 144
– srdečkový 30
převodník hydrostatický 112, 153
přikoa generátoru 110

Rameno klíkového hřídele 65, 68
reaktor 141, 153
regulace 95, 153
regulátor 94, 104, 118, 153
– odstředivý 95
– otáček 105
– průtoků 118
– radiální 104
– rychlostní 95
– s kapalinovým třením 97
– – – – pístový 98
– třecí 96
– – axiální 97
– – radiální 96, 97
– s vlivnými proudy 99
– se vzduchovým třením 98
– větrňkový 98
– – – – pístový 98
rohátka 88, 89, 90, 91, 94
rozděč 105, 119, 141, 153
– skupinový 121
– koupátkový 119, 120, 121
– – přímocárý 119, 120, 121
– – rotační 119
– ventilový 121
rozvod stlačeného vzduchu 130
– tekutinový 116
– tlakovzdušný 131

Řízení průtoků 116, 117
– tlaku 116, 117

Samosvornost 19
servomechanismus 139, 153
– polohový 140
–, použití 140
–, princip 139
servomotor 139, 153
servořízení 141, 153
setrvačník 69, 70, 71, 99
schéma hydrostatické 105, 106
– kinematické 17
– pneumostatické 105, 106
síla odstředivá 42, 95
– představující 95

síla setrvačná 41
– vnitřní 41
– zásečná 95
smýkačlo 81
spojka hydraulická 141, 143
srdečková 30, 153
stroj pneumatický úderný 132
– – – nárazový 132
– – – přiklepny 132, 133
stupeň nerovnoměrnosti chodu 69
– volnosti pohybu 17, 153
systém hnací 13
– zesilovací 139

Šroub 18, 19
– jednochodý 19
– ojnicí 59, 60
–, pevnostní výpočet 20
– vícechodý 19
šrobení 133

Těsnění pryžové 53
tlačítko blokovací 25
tlak 110
– kapaliny 110, 111
– provozní 110, 111
tlumení 102, 114
– indukční 102, 103
– vlivnými proudy 102, 103
tlumič 100, 104, 133
– hluku 133
– kapalinový 101
– – dvojitý teleskopický 101
– – s prstencovou trubicí 102
– kmitů 104
– vzduchový 100
– – diferenciální 101
– – křídlový 100, 101
– – pístový 100, 101
trajektorie 31, 35, 153
trubka 133
turbína 141
tyč výstředníková 71, 72

Ucpávka 51
– komorová 52, 53
– manžetová 52
– s kovovým těsnivem 51, 52
– s měkkým těsnivem 51
účinnost měniče 144
údržba hydraulických zařízení 130

upínač pneumatický 135
upínka pneumatická 135
úprava stlačeného vzduchu 131
utěsnění plátu 50
— součástí s přímočarým vratným pohybem 51

Vačka 78, 153

— harmonická 85
—, konstrukce 84, 85
— s kruhovými boky 79, 85
— s vypouklým bokem 85
— tangenciální 79, 85, 86

válec pneumatický 132, 133

— s klívkovou drážkou 81
— s klívkovým výstupkem 81
— s vnější klívkou 81

vazba zpětná 139

věvec setrvačníku 71

ventil 105, 116, 131, 134

—, bloková konstrukce 134

— brzdící 118
— jednosměrný 121
— kužellový 116, 117, 121
— pneumatický 134
— pojistný 116, 117
— přepouštěcí 117
— redukční 117, 131
— rozvodný 134
— s kužalkou 117, 121
— škrtící 118, 134
— loupátkový 117, 121
— talířový 121
— tlakový 105

ventil trojcestný vačkový 134

— zpětný 119, 121, 134

vibrátor pneumatický 136

víko ojniční hlavy 58, 59

— ucpávky 51, 52

viskozita kinematická 106, 107, 153

voda 106

vrcholvačky 86

výkon hydromotoru 112

výsředník 71, 72

vývažek 65, 66

vyvažování 43, 44

vzduch stlačený 130

vzdušník 130

Zákon pohybu vačkových mechanismů 80

— — kosinový 80

— — lineární 80

— — parabolický 80

— — sinusový 80

západka 88, 89, 90, 94

— svěrná 91

zdrž zubová 90

zdvih zdvihátka 82

zdvihátko 80

— s hrotem 82, 84

— s kladičkou 83, 84, 85

— s kruhovým bokem 85

— s plochým talířkem 85

značka grafická 106

zub cévový 88, 92

zvedák šroubový 18, 19